



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**JEŘÁBOVÁ KOČKA HRADIDLOVÉHO
PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU**

CRANE CAT OF A STOPLOG HANDLING CRANE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Oliva

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Petr Oliva**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Jeřábová kočka hradidlového portálového jeřábu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh jeřábové kočky hradidlového portálového jeřábu s pomocnou manipulací. Základní technické parametry:

Nosnost jeřábu/kočky 10000 kg

Rychlost zdvihu $0 \div 2,5$ m/min

Rychlost pojezdu kočky 20 m/min

Výška zdvihu 60 m

Klasifikace mechanismů jeřábu:

– zdvih M5

– pojezd kočky M4

Pomocná manipulace:

– nosnost 3500 kg

– výška zdvihu 10 m

Cíle diplomové práce:

Návrh a volba zdvihového a pojezdového mechanismu kočky.

Pevnostní výpočet ocelové konstrukce kočky.

Pevnostní výpočty exponovaných dílů.

Výkresová dokumentace v rozsahu:

- sestava jeřábové kočky,
- sestava mechanismu zdvihu,
- sestava mechanismu pojezdu kočky,
- sestava ocelové konstrukce rámu kočky.

Seznam doporučené literatury:

KULKA Jozef, Martin MANTIČ a Michal PUŠKÁR. Žeriavy mostového typu. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-2908-6.

SHIGLEY Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem jeřábové kočky s hlavním a pomocným zdvihem dle zadaných parametrů. Cílem práce je vypracování technické výpočtové zprávy a výkresové dokumentace. Technická zpráva pojednává o návrhu mechanismů zdvihu, mechanismu pojezdu a návrhu a pevnostní kontrole rámu jeřábové kočky. Výkresová dokumentace zahrnuje výkres sestavy zdvihu, výkres sestavy pojezdu, výkres sestavy ocelové konstrukce rámu a celkový výkres sestavy jeřábové kočky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Jeřábová kočka, portálový jeřáb, mostový jeřáb, mechanismus zdvihu, mechanismus pojezdu, pevnostní výpočet.

ABSTRACT

This master's thesis deals with the design of a crane trolley with the main and ancillary lift according to the specified parameters. The aim of the work is the elaboration of technical calculations and drawing documentation. The technical report deals with the design of lifting mechanisms, travelling mechanism and design and strength control of the crane frame. The drawing documentation includes a stroke assembly drawing, a travel assembly drawing, a frame steel structure assembly drawing, and a general crane cat assembly drawing.

KEYWORDS

Crane trolley, gantry crane, bridge crane, lifting mechanism, traveling mechanism, strength calculation.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

OLIVA, P. Jeřábová kočka hradidlového portálového jeřábu. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 109 s. Vedoucí diplomové práce Miroslav Škopán.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Petr Oliva

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu své diplomové práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi CSc. za cenné rady a odborné vedení v průběhu akademického roku. Mé poděkování patří také zaměstnancům firmy Královo pole cranes, a.s. konkrétně panu Ing. Jiřímu Nezbedovi, panu Ing. Oldřichu Daňhelovi a panu Ing. Filipu Bartuškově za cenné rady a ochotu pomoci při konzultacích. V neposlední řadě mé díky patří mojí přítelkyni a všem blízkým, kteří mě podporovali.

OBSAH

Úvod	12
1 Cíl práce.....	13
2 Zařazení jeřábů	14
3 Mechanismus hlavního zdvihu	15
3.1 Návrh lana.....	15
3.1.1 Lanový převod.....	15
3.1.2 Hmotnost břemene.....	16
3.1.3 Zatížení lana	17
3.1.4 Minimální průměr lana	17
3.1.5 Minimální únosnost lana	17
3.1.6 Volba průměru lana	18
3.1.7 Volba lana.....	18
3.1.8 Kontrola stanovení minimální síly při přetržení.....	18
3.2 Návrh kladek.....	19
3.2.1 Průměr roztečné kružnice vodících kladek.....	19
3.2.2 Průměr roztečné kružnice vyrovnávací kladky	20
3.2.3 Poloměr drážky.....	20
3.3 Návrh lanového bubnu.....	21
3.3.1 Průměr roztečné kružnice lanového bubnu	22
3.3.2 Délka lana.....	22
3.3.3 Průměr lanového bubnu pod lanem.....	22
3.3.4 Průměr roztečné kružnice lanového bubnu	22
3.3.5 Počet závitů lanového bubnu.....	22
3.3.6 Délka lanového bubnu.....	23
3.3.7 Celková délka lanového bubnu	24
3.3.8 Výpočet lanových příložek.....	24
3.3.9 Zbylá síla v laně působící u příložky.....	24
3.3.10 Přítlačná síla šroubu	25
3.3.11 Pevnostní kontrola pláště lanového bubnu	27
3.3.12 Namáhání ohybem.....	27
3.3.13 Namáhání krutem	28
3.3.14 Namáhání vnějším přetlakem	29
3.3.15 Redukované napětí	29
3.3.16 Kontrola uložení lanového bubnu.....	30
3.4 Návrh pohonu zdvihu.....	35

3.4.1	Volba motoru	36
3.4.2	Volba převodovky	37
3.5	Návrh brzdy zdvihu	41
3.5.1	Volba brzdy	43
3.5.2	Volba spojky a brzdového kotouče	44
3.5.3	Volba frekvenčního měniče	45
3.5.4	Volba koncového spínače zdvihu	45
4	Mechanismus pomocného zdvihu	47
5	Mechanismus pojezdu	49
5.1	Zatížení	49
5.1.1	Protizávaží	49
5.1.2	Reakce na kolejnici	50
5.2	Kontakt kolo-kolejnice	53
5.2.1	Maximální kontaktní síla	53
5.2.2	Prokázání statické únosnosti	53
5.2.3	Prokázání dynamické únosnosti	54
5.3	Pohon pojezdu	55
5.3.1	Tažná síla elektromotoru	55
5.3.2	Síla větru	56
5.3.3	Výkon motoru při konstantní pojezdové rychlosti	57
5.3.4	Volba pohonu pojezdu	57
5.3.5	Kontrola pohonu pojezdu	59
6	rám jeřábové kočky	64
6.1	Popis navrženého rámu	64
6.2	Návrhová napětí únosnosti	68
6.2.1	Normálová napětí	68
6.2.2	Smyková napětí	68
6.3	Součinitele zatížení	69
6.3.1	Dynamické součinitele	69
6.3.2	Součinitele bezpečnosti	71
6.4	Zatížení jeřábové kočky	71
6.4.1	Hmotnost jeřábu	71
6.4.2	Hmotnost břemene	72
6.4.3	Účinky zrychlení od pohonů	72
6.4.4	Zatížení větrem	72
6.4.5	Zatížení při zkouškách	73

6.4.6	Síly na nárazníky	73
6.4.7	Síly od přičení.....	74
6.5	Kombinace zatížení.....	75
6.5.1	Kombinace pro hlavní zdvih	76
6.5.2	Kombinace pro pomocný zdvih.....	79
6.5.3	Shrnutí kombinací zatížení	82
6.6	Analýza MKP	84
6.6.1	Postup analýzy	84
6.6.2	Síť	84
6.6.3	Vazby.....	85
6.6.4	Zatížení	86
6.6.5	Výsledky MKP	87
6.6.6	Shrnutí výsledků MKP	93
6.6.7	Únavová pevnost	94
6.6.8	Zhodnocení	94
	Závěr.....	97
	Seznam použitých zkratk a symbolů	100
	Seznam příloh.....	109
	Výkresová dokumentace.....	109

ÚVOD

Vývoj strojů a zařízení byl lidmi realizován vždy ve snaze minimalizovat námahu a potřebu lidské energie při práci. Jedním z takových zařízení je jeřáb. Jeřáby se obecně používají k manipulaci s materiálem za účelem jeho přemístění v pracovním prostoru jeřábu, který je vymezen dorazy pojezdů a zdvihů. Jejich manipulační pohyby jsou zdvihání, spouštění, pojíždění, otáčení a změna vyložení, kdy je možné konat více pohybů současně.

Jeřáb je složen ze dvou základních prvků, strojní konstrukce a strojní zařízení. Strojní konstrukce může být různého tvaru, z různého počtu částí, svařená či montovaná a jejím úkolem je odolávat a přenášet zatížení od břemene a od samotné konstrukce na podložku. Dle tvaru strojní konstrukce lze rozdělovat jeřáby na jeřáby mostového typu, jeřáby výložníkového typu a jeřáby s nosnými lany. Strojní zařízení je složeno z mechanismů a má za úkol zajistit pohyblivost jeřábu a jeho částí[3][5].

Portálový jeřáb může být pojízdný nebo stacionární. Používá se často pro venkovní použití, kde není možné uložit jeřábovou dráhu na nosnou stěnu budovy. Jeřábové dráhy jsou tedy uloženy v podlaze, nebo na sloupech. V případě, že je jeřábová dráha uložena v podlaze, je jeřáb opatřen nohou, která je vybavena pojezdovým mechanismem a nese most jeřábu. Most jeřábu má velmi podobnou konstrukci jako u mostového jeřábu. Most jeřábu nese jeřábovou kočku, která může být konstruována jako podvěsná nebo s horním pojezdem [3][5].

Jeřábová kočka je vybavena mechanismem pojezdu, který umožňuje horizontální pohyb kolmý na pohyb strojní konstrukce. Zároveň je vybavena mechanismem zdvihu, který zahrnuje pohon, brzdu, popř. i havarijní brzdu, převodovku, spojky, lanový buben a samotné lano, které nese kladnici s hákem, nebo jiný uchopovací mechanismus. Mechanismus zdvihu umožňuje pohyb břemene ve vertikálním směru a jsou na něj kladeny vysoké nároky na bezpečnost, efektivitu a spolehlivost [3][5].

Navrhovaný jeřáb pracuje ve venkovním prostředí a pracovní prostor kladnice, s jednoduchým hákem s pojistkou, sahá pod vodní hladinu. Daný jeřáb bude manipulovat s břemeny různých hmotností a v různých podmínkách. Nejtěžší břemeno má hmotnost 9300 kg a nejedná se o hradidlo, nebude tedy docházet k nutnosti „odtrhnout“ břemeno od podložky. Dané břemeno s hmotností 9300 kg bude přemísťováno velice zřídka, v rámci jednotek cyklů za životnost jeřábu. Odtržení břemene od podložky bude nutné u břemen o hmotnosti 4500 kg, kdy už se jedná o hradidla uložena pod hladinou vody. K odtržení hradidla od podložky je nutné překonat síly dané hmotností břemene a adhezí síly dané adhezí, popř. podtlakem mezi hradidlem a podložkou.

1 CÍL PRÁCE

Předmětem této práce je návrh a funkční a pevnostní výpočty jeřábové kočky portálového hradidlového jeřábu s pomocným zdvihem dle zadaných parametrů.

Pro vypracování zadání je práce rozdělena do jednotlivých skupin a podskupin, ve snaze docílit logické návaznosti při navrhování. Konkrétně se jedná o:

- mechanismus hlavního zdvihu
- mechanismus pomocného zdvihu
- mechanismus pojezdu jeřábové kočky
- rám jeřábové kočky
- výkresová dokumentace

2 ZAŘAZENÍ JEŘÁBŮ

Dle ČSN EN 4301/1 je možné klasifikovat zařízení jako celek, nebo pro účel konstrukce.

Klasifikace celku slouží primárně pro komunikaci mezi zákazníkem a výrobcem pro dosažení požadované výkonnosti jeřábu. Pro zařazení do dané skupiny bere v úvahu dva faktory, které jsou třída využívání a stav zatěžování.

V klasifikaci mechanismů je určena celková doba využívání, která se používá pro určení součástí, pro které je doba využívání kritériem pro správnou volbu, jako ložiska, převody, hřídele [9].

Tabulka 1 Zařazení dle zadání

Jeřáb jako celek	A3
Hlavní zdvih	M5
Pomocný zdvih	M5
Pojezd jeřábové kočky	M4

Tabulka 2 Klasifikace dle [9]

Klasifikace jeřábu jako celku			
A3	Stav zatěžování	Třída využívání	Počet pracovních cyklů
	Q2 - střední	U3	$1,25 \cdot 10^5$
Klasifikace hlavního zdvihu			
M5	Stav zatěžování	Třída využívání	Doba využívání [h]
	L2 - střední	T5	6300
Klasifikace pomocného zdvihu			
M5	Stav zatěžování	Třída využívání	Doba využívání [h]
	L2 - střední	T5	6300
Klasifikace pojezdu			
M4	Stav zatěžování	Třída využívání	Doba využívání [h]
	L2 - střední	T4	3200

Při zvedání břemen z podvodního prostředí může dojít k nežádoucí situaci kdy je nutné tzv. odtržení břemene od podložky. To znamená, že břemeno, se kterým není delší dobu manipulováno, nebo je pokládáno na znečištěnou podložku se částečně s podložkou spojí. Spojení způsobují lepkavé vlastnosti nečistot, podtlak daný hladkými rovnými plochami, nebo podtlak vzniklý zvedáním z většího objemu nečistot. Pro zvednutí takového břemene je nutné působit větší silou, než silou danou hmotností břemene, čímž se zvyšuje zatížení jeřábu. Tato situace byla projednána se zadavatelem a je zohledněna v klasifikaci jeřábu dle [9].

3 MECHANISMUS HLAVNÍHO ZDVIHU

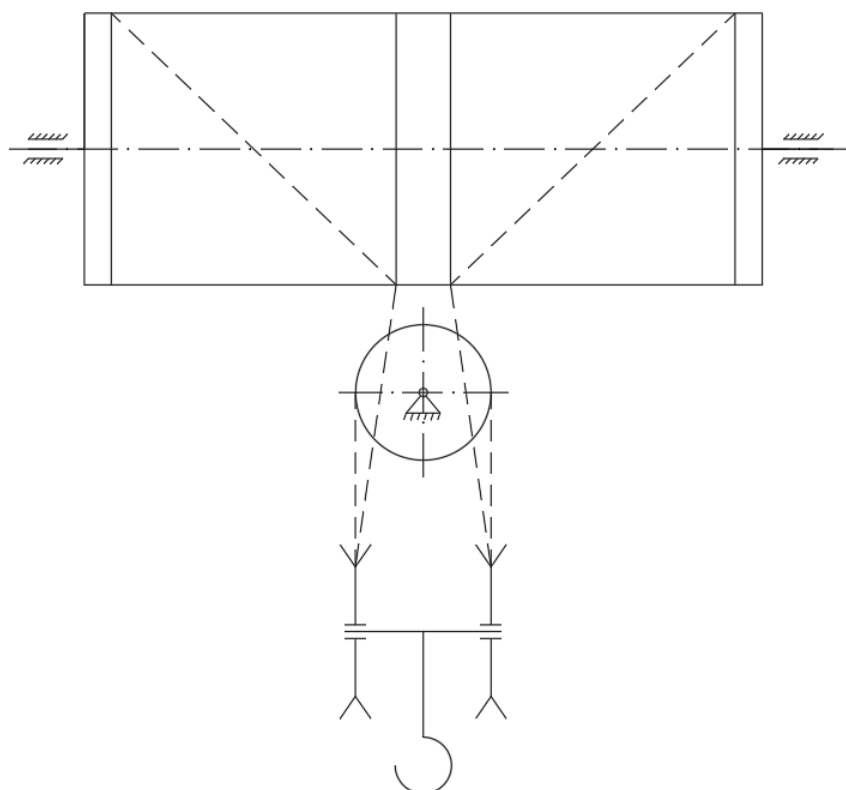
Mechanismus zdvihu zajišťuje vertikální manipulaci s břemenem a určuje tedy horizontální rozsah pracovního prostoru jeřábu. Skládá se z několika strojních částí umístěných na rámu jeřábové kočky. Pohon zdvihu, zpravidla elektromotor, je spojen s převodovkou s vysokým redukčním stupněm. Mezi pohonem a převodovkou bývá umístěna brzda. Výstupní hřídel převodovky je spojen s lanovým bubnem opatřeným lanem. Lanový buben je dále opatřen koncovým vypínačem zdvihu. Další části jsou vodící a vyrovnávací kladky a kladnice s hákem.

3.1 NÁVRH LANA

Pro návrh lana je použita norma ČSN ISO 4308-1 [4] a také ČSN EN 12385-4_A1 [8].

3.1.1 LANOVÝ PŘEVOD

Lanový převod je dán počtem nosných průřezů lan a počtem navíjených větví na lanový buben. Je zvolen lanový převod s dvěma navíjenými větvemi na lanový buben.



Obrázek 1 Zvolený lanový převod

VÝPOČET LANOVÉHO PŘEVODU

$$i_{lp} = \frac{n_{pl}}{n_{nv}} \quad [-] \quad (1)$$

$$i_{lp} = \frac{4}{2} = 2$$

kde $n_{pl} = 4$ počet nosných průřezů lana
 $n_{nv} = 2$ počet navíjených větví na lanový buben

ÚČINNOST LANOVÉHO PŘEVODU

$$\eta_{lp} = \frac{1 - \eta_{kl}^{n_{pl}}}{n_{pl} \cdot (1 - \eta_{kl})} \quad [-] \quad (2)$$

$$\eta_{lp} = \frac{1 - 0,98^4}{4 \cdot (1 - 0,98)} = 0,97$$

kde η_{kl} účinnost jedné lanové kladky (dle [7] str.573)
 n_{pl} počet nosných průřezů lana

3.1.2 HMOTNOST BŘEMENE

Hmotnost břemene zahrnuje hmotnost stálého břemene a hmotnost dočasného břemene. Stálé břemeno zahrnuje hmotnost kladnice s hákem a pro vysoké zdvihy také hmotnost odvinutého lana. Hmotnost dočasná je hmotnost přemísťovaného břemene, v tomto případě hmotnost hradidla.

HMOTNOST STÁLÉHO BŘEMENE

$$Q_{sb} = Q_{kl} + h_z \cdot n_{pl} \cdot Q_l \quad [\text{kg}] \quad (3)$$

$$Q_{sb} = 200 + 62 \cdot 4 \cdot 0,802 = 399 \text{ kg}$$

kde Q_{kl} odhadovaná hmotnost kladnice (200 kg) [3] str. 188-189
 h_z výška zdvihu
 Q_l hmotnost lana [kg/m]
 n_{pl} počet nosných průřezů lana

CELKOVÁ HMOTNOST BŘEMENE

$$Q_{cb} = Q_{sb} + Q_{db} \quad [\text{kg}] \quad (4)$$

$$Q_{cb} = 399 + 10000 = 10399 \text{ kg}$$

kde Q_{db} hmotnost dočasného břemene
 Q_{sb} hmotnost stálého břemene

3.1.3 ZATÍŽENÍ LANA

$$F_{ol} = \frac{Q_{cb}}{n_{pl}} \cdot \frac{g}{\eta_{lp}} \quad [\text{N}] \quad (5)$$

$$F_{ol} = \frac{10399}{4} \cdot \frac{9,81}{0,97} = 26292 \text{ N}$$

kde F_{ol} celková osová síla v laně (dle [7] str. 573)
 g tíhové zrychlení
 Q_{cb} celková hmotnost břemene
 n_{pl} počet nosných průřezů lana
 η_{lp} účinnost lanového převodu

3.1.4 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR LANA

Dle normy ČSN ISO 4308-1 je zjištěn minimální průměr lana.

SOUČINITEL VÝBĚRU C

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K' \cdot R_o}} \quad [-] \quad (6)$$

$$C = \sqrt{\frac{4,5}{0,356 \cdot 1770}} = 0,0845$$

kde Z_p minimální součinitel bezpečnosti lana (ČSN ISO 4308-1 tabulka 1)
 K' empirický součinitel pro minimální únosnost lana dané konstrukce lana (dle ČSN EN 12385-4 A1 tabulka 9)
 R_o minimální hodnota pevnosti v tahu drátu použitého v laně

MINIMÁLNÍ PRŮMĚR LANA

$$d_{lmin} = C \cdot \sqrt{F_{ol}} \quad [\text{mm}] \quad (7)$$

$$d_{lmin} = 0,0845 \cdot \sqrt{26292} = 13,7 \text{ mm}$$

kde F_{ol} celková osová síla v laně
 C součinitel výběru lana

3.1.5 MINIMÁLNÍ ÚNOSNOST LANA

$$F_{lmin} = F_{ol} \cdot Z_p \quad [\text{N}] \quad (8)$$

$$F_{lmin} = 26292 \cdot 4,5 = 118\,315 \text{ N}$$

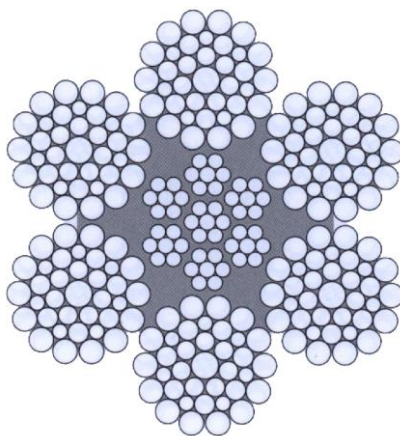
kde F_{ol} celková osová síla v laně
 Z_p minimální součinitel bezpečnosti lana

3.1.6 VOLBA PRŮMĚRU LANA

Dle vypočtených hodnot je minimální průměr lana 13,7 mm. Je zvolen nejbližší vyšší, což je 14 mm.

3.1.7 VOLBA LANA

Dle zadaných pracovních podmínek a vypočtených parametrů, bylo po konzultaci s firmou ELIS, spol. s.r.o. vybráno ocelové lano 14 6x36WS – IWRC 1770 B sZ.



Obrázek 2 Zvolené ocelové lano

Tabulka 3 Charakteristika označení lana dle [7] str.563

Označení	Význam
14	Jmenovitý průměr lana v milimetrech.
6x36WS	Konstrukce lana: Warrington - Seal
IWRC	Konstrukce duše: Nezávislá duše z drátěného lana.
1770	Třída pevnosti lana v N/mm ²
B	Povrchová úprava drátu: Povlak ze zinkovaných slitin třídy B (Zn/Al).
sZ	Typ a směr vinutí: Křížové vinutí pravé.

3.1.8 KONTROLA STANOVENÍ MINIMÁLNÍ SÍLY PŘI PŘETRŽENÍ

Kontrola provedena dle [8], str.23. Možné použít pro lana od průměru 2 mm do 60 mm.

$$F_{minP} = \frac{K' \cdot d_l^2 \cdot R_o}{1000} \quad [\text{N}] \quad (9)$$

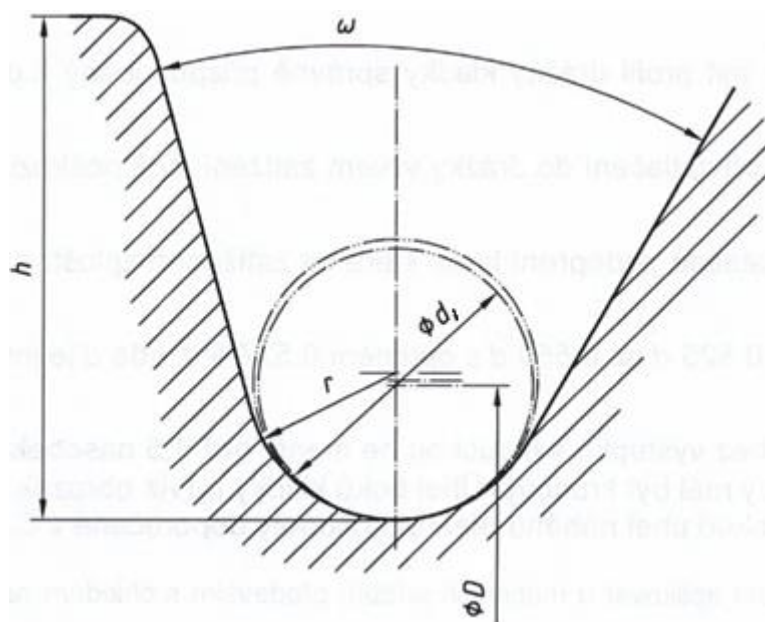
$$F_{minP} = \frac{0,356 \cdot 14^2 \cdot 1770}{1000} = 123\,500 \text{ N}$$

kde d_l jmenovitý průměr lana
 K' empirický součinitel pro minimální únosnost lana dané konstrukce lana
 R_o minimální hodnota pevnosti v tahu drátu použitého v laně

Kontrola: $F_{lmin} < F_{minP} \leftrightarrow 118\,315 < 123\,500 \rightarrow$ zvolené lano vyhovuje.

3.2 NÁVRH KLADEK

Rozměry vodicích kladek a vyrovnávací kladky jsou zvoleny dle ČSN ISO 4308-1. Tato norma zohledňuje průměr, typ použitého lana a klasifikaci mechanismu pro určení potřebných koeficientů pro určení daných rozměrů.



Obrázek 3 Tvar drážky lanové kladky [4]; h – hloubka drážky; ω – úhel drážky; r – poloměr drážky; d – jmenovitý průměr lana; D – průměr roztečné kružnice kladky

3.2.1 PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE VODÍCÍCH KLADEK

Vodící kladky slouží k vedení lana za pohybu. V tomto konkrétním případě se jedná o dvě vodicí kladky umístěné v kladnici. Průměr roztečné kružnice vodicích kladek dle ČSN ISO 4308-1 se vypočítá při dosazení minimálního průměru lana, součinitele výběru pro kladku a součinitele typu lana.

$$D_{vk} \geq h_{vk} \cdot t_l \cdot d_{lmin} \quad [\text{mm}] \quad (10)$$

$$D_{vk} \geq 20 \cdot 1 \cdot 13,7 = 274 \text{ mm}$$

kde h_{vk} součinitel výběru pro vodicí kladku (dle [4] str. 8 Tabulka 2)
 t_l součinitel typu lana (dle [4] str. 8 Tabulka 3)
 d_{lmin} minimální průměr lana

Pro zvýšení životnosti lana je zvolena vodicí kladka s výrazně větším průměrem. Zvolený průměr vodicí kladky je 400 mm.

3.2.2 PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE VYROVNÁVACÍ KLADKY

Vyrovnávací kladka je uchycena na rámu jeřábové kočky a slouží k vyrovnávání nestejných prodloužení jednotlivých větví lan, čímž se dosahuje jejich stejného zatížení. Průměr roztečné kružnice vyrovnávací kladky dle ČSN ISO 4308-1 se vypočítá při dosazení minimálního průměru lana, součinitele výběru pro kladku a součinitele typu lana.

$$D_{nk} \geq h_{nk} \cdot t_l \cdot d_{lmin} \quad [\text{mm}] \quad (11)$$

$$D_{nk} \geq 14 \cdot 1 \cdot 13,7 = 191,8 \text{ mm}$$

kde h_{nk} součinitel výběru pro vyrovnávací kladku (dle [4] str. 22 Tabulka D.1)
 t_l součinitel typu lana (dle [4] str. 8 Tabulka 3)
 d_{lmin} minimální průměr lana

Pro zvýšení životnosti lana je zvolena vyrovnávací kladka s výrazně větším průměrem. Zvolený průměr vyrovnávací kladky je 300 mm.

3.2.3 POLOMĚR DRÁŽKY

Pro minimální opotřebení lana by měl být vhodně uzpůsoben tvar drážky. Při příliš malém poloměru dochází k vklínění lana do drážky a tím zvýšení pracovních odporů a opotřebení lana. Naopak při příliš velkém poloměru drážky se lano tlakem na kladku zploští a zdeformuje, čímž klesá jeho životnost. Poloměr drážky by se měl dle [4] pohybovat mezi $(0,525 \div 0,550) \times$ jmenovitý průměr lana. Jako optimální je brána střední hodnota 0,5375.

MINIMÁLNÍ POLOMĚR DRÁŽKY

$$r_{kMIN} = 0,525 \cdot d_l \quad [\text{mm}] \quad (12)$$

$$r_{kMIN} = 0,525 \cdot 14 = 7,35 \text{ mm}$$

kde d_l jmenovitý průměr lana

MAXIMÁLNÍ POLOMĚR DRÁŽKY

$$r_{kMAX} = 0,550 \cdot d_l \quad [\text{mm}] \quad (13)$$

$$r_{kMAX} = 0,550 \cdot 14 = 7,7 \text{ mm}$$

kde d_l jmenovitý průměr lana

OPTIMÁLNÍ POLOMĚR DRÁŽKY

$$r_{kOPT} = 0,5375 \cdot d_l \quad [\text{mm}] \quad (14)$$

$$r_{kOPT} = 0,5375 \cdot 14 = 7,525 \text{ mm}$$

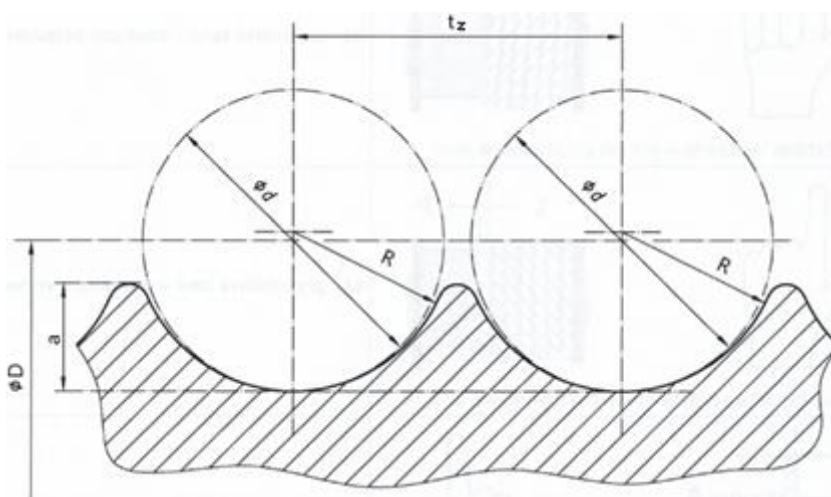
kde d_l jmenovitý průměr lana

Tabulka 4 Rozměry drážky kladky

Rozměr	Označení	ČSN ISO 4308-1	ČSN 27 1820
Poloměr drážky [mm]	r	7,35 – 7,7	7,5
Šířka kladky [mm]	a	-	38
Hloubka drážky [mm]	h	≥ 21	26
Výška bočnice [mm]	c	-	7,5
Sražení vnější hrany [mm]	e	-	1 x 1
Poloměr výstupní hrany [mm]	r2	-	3
Úhel drážky [°]	ω	30° - 60°	45°

3.3 NÁVRH LANOVÉHO BUBNU

Lanové bubny mohou být hladké nebo drážkované. S ohledem na životnost lana je vhodné, aby bylo lano navíjeno pouze v jedné vrstvě. Boční příruby bubnu by měly přesahovat nad navinuté lano alespoň o 1,5 násobek průměru lana. V případě, že je na dané straně bubnu lano zajištěno, např. příložkou, není nutné, aby bočnice přesahovaly. Směr navíjení lana na buben by měl být ve vztahu k vinutí lana [4].



Obrázek 4 Charakteristika drážky lanového bubnu [4]; D – roztečný průměr lanového bubnu; R – poloměr lanové drážky; a – výška lanové drážky; d – průměr lana; t – stoupání lanové drážky

Tabulka 5 Charakteristika lanové drážky zvolena dle [7] str.572

Rozměr	R	d	a	t
Hodnota [mm]	7,5	14	4	16

3.3.1 PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE LANOVÉHO BUBNU

Dle ČSN ISO 4308-1 je vypočten minimální průměr lanového bubnu.

$$D_{lbMIN} \geq h_{lb} \cdot t_l \cdot d_{lmin} \quad [\text{mm}] \quad (15)$$

$$D_{lbMIN} \geq 18 \cdot 1 \cdot 13,7 = 246,6 \text{ mm}$$

kde h_{lb} součinitel výběru pro lanový buben
 t_l součinitel typu lana (dle [4] str. 8 Tabulka 3)
 d_{lmin} minimální průměr lana

3.3.2 DÉLKA LANA

$$L_l = h_z \cdot n_{pl} \quad [\text{m}] \quad (16)$$

$$L_l = 62 \cdot 4 = 248 \text{ m}$$

kde h_z výška zdvihu
 n_{pl} počet nosných průřezů lana

Vzhledem k délce lana, která činí 248 m je nutné zvolit průměr lanového bubnu s ohledem na jeho výslednou délku. Tato délka je závislá na délce lana a průměru bubnu a musí tedy rozměrově odpovídat zástavbovým rozměrům, tedy rozměrům rámu jeřábové kočky. Je zvolen průměr polotovaru lanového bubnu 500 mm.

3.3.3 PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU POD LANEM

$$D_{lb} = D_{zb} - 2 \cdot a \quad [\text{mm}] \quad (17)$$

$$D_{lb} = 500 - 2 \cdot 4 = 492 \text{ mm}$$

kde D_{zb} zvolený průměr bubnu
 a výška lanové drážky

3.3.4 PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE LANOVÉHO BUBNU

$$D_{rlb} = D_{lb} + 2 \cdot \frac{d_l}{2} \quad [\text{mm}] \quad (18)$$

$$D_{rlb} = 492 + 2 \cdot \frac{14}{2} = 506 \text{ mm}$$

kde D_{lb} průměr lanového bubnu pod lanem
 d_l jmenovitý průměr lana

3.3.5 POČET ZÁVITŮ LANOVÉHO BUBNU

Počet závitů se spočítá z délky lana v závislosti k obvodu lanového bubnu. Aby zůstaly konce lan zachycené na lanovém bubnu i při maximálním odvinutí lana (nejnižší poloha kladnice), je nutné přičíst z pravidla 2÷3 závity pro každou navíjenou větev, v tomto případě pro dvě navíjené větve volím +5 závitů [1][3].

$$z_b = \frac{L_l}{\pi \cdot D_{rlb}} + 5 \quad [-] \quad (19)$$

$$z_b = \frac{248}{\pi \cdot 0,506} + 5 = 161$$

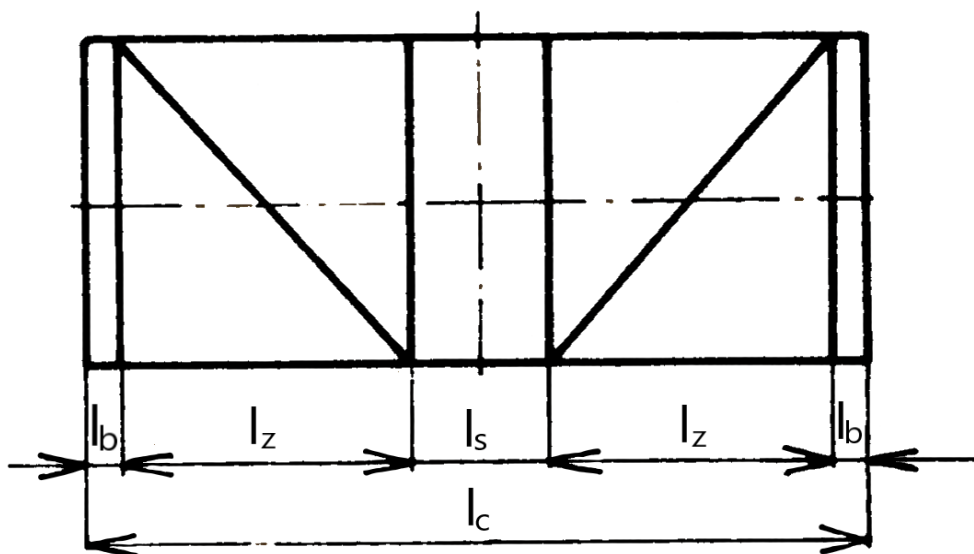
kde L_l délka lana

D_{rlb} průměr roztečné kružnice lanového bubnu

Kromě 2÷3 rezervních závitů je buben opásán ještě alespoň jednou z důvodu upevnění lanovými příložkami v krajních částech. Zde už však buben není opatřen závití pro lano, ale je konstruován jako hladký a opatřen otvory se závití pro upevnění lanových příložek. Naopak směrem ke středu bubnu musí být buben opatřen alespoň jednou drážkou navíc, která kompenzuje protažení lana a nastavení krajních poloh omezovače zdvihu. Tím je zabráněno navinutí lana na hladkou, nedrážkovanou část což by způsobilo vyšší napětí v laně v místě kontaktu a snížení životnosti lana [20].

3.3.6 DÉLKA LANOVÉHO BUBNU

Určí se z délky závitové části, délky střední hladké části (u bubnů s dvojitým navíjením) a délek krajních hladkých částí.



Obrázek 5 Rozměry lanového bubnu [1]

DÉLKA ZÁVITOVÉ ČÁSTI BUBNU

$$2 \cdot l_z = z_b \cdot t_z \quad [\text{mm}] \quad (20)$$

$$2 \cdot l_z = 161 \cdot 16 = 2576 \text{ mm}$$

$$l_z = 1288 \text{ mm}$$

kde t_z stoupání závitové drážky na bubnu [7]
 l_z délka závitové části bubnu
 z_b počet závitů lanového bubnu

DÉLKA STŘEDNÍ HLADKÉ ČÁSTI BUBNU

Střední hladká část musí být volena v závislosti na vzdálenosti vodících kladek v kladnici, aby při maximálním zdvihu nebyl překročen dovolený náběhový úhel na buben či na kladky. Při překročení dovoleného náběhového úhlu dochází při navíjení, nebo odvíjení ke kroucení lana což nepříznivě ovlivňuje únavovou únosnost lana a kvalitu navíjení. Úhel náběhu by neměl překročit 4° , pro netočivá lana 2° [3][4].

Délku střední hladké části volím $l_s = 180 \text{ mm}$.

DÉLKA BOČNÍCH HLADKÝCH ČÁSTÍ

Boční hladké hrany slouží k montáži lanových příložek, které slouží k zajištění lana. V případě příložek upevněných jedním šroubem se používají minimálně dvě příložky umístěné ve vzdálenosti alespoň pětinasobku průměru upevňovacího šroubu. Pro lano o průměru 14 mm je dána šířka příložky 60 mm. Lanová drážka v bubnu začíná za poslední příložkou [3].

V případě dvou navíjených větví je třeba počítat součet obou bočních hladkých částí. Délky bočních hladkých částí jsou navýšeny vzhledem k šířce příložky na 70 mm.

3.3.7 CELKOVÁ DÉLKA LANOVÉHO BUBNU

$$l_c = 2 \cdot l_z + l_s + 2 \cdot l_b \quad [\text{mm}] \quad (21)$$

$$l_c = 2 \cdot 1288 + 180 + 2 \cdot 70 = 2896 \text{ mm}$$

kde l_z délka závitové části bubnu
 l_s délka střední hladké části lanového bubnu
 l_b délka bočních hladkých částí lanového bubnu

3.3.8 VÝPOČET LANOVÝCH PŘÍLOŽEK

Při tomto způsobu uložení lana nebude šroub příložky namáhám na ohyb, pokud přitlačující síla šroubu bude tak velká, že tření mezi lanem a bubnem bude dostatečné pro zachycení síly v laně, zbylé po dvou a půl rezervních závitech [3].

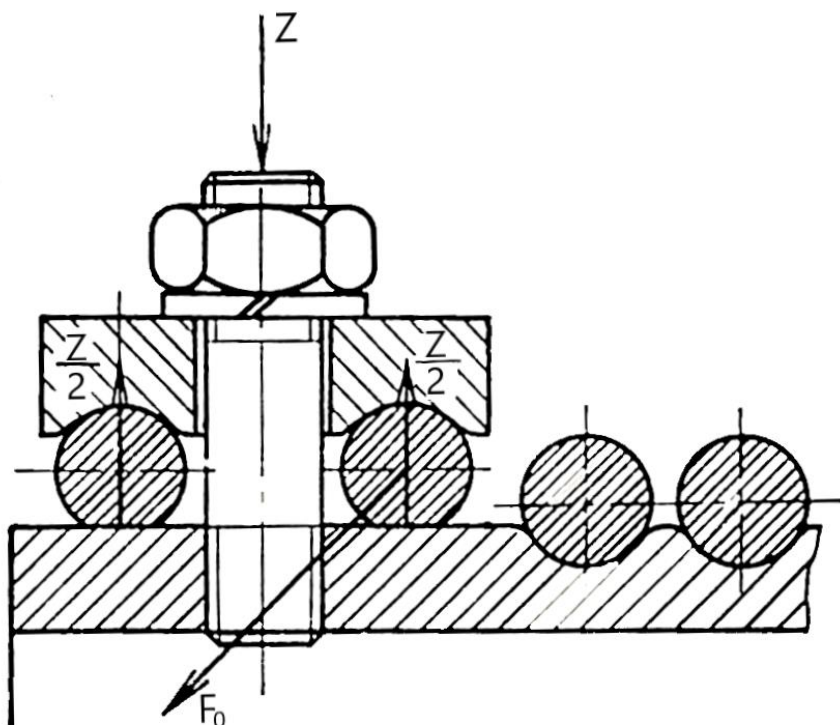
3.3.9 ZBYLÁ SÍLA V LANĚ PŮSOBÍCÍ U PŘÍLOŽKY

$$F_o = \frac{F_{ol}}{e^{f \cdot \alpha_1}} \quad [\text{N}] \quad (22)$$

$$F_o = \frac{26292}{e^{0,1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2,5}} = 5465,7 \text{ N}$$

kde e Eulerova konstanta
 f součinitel tření mezi lanem a bubnem dle [20] str.31

- α_1 úhel opásání lanového bubnu pro 2,5 závitu [rad]
 F_{ol} celková osová síla v laně



Obrázek 6 Rozložení sil na příložce [1]

3.3.10 PŘÍTLAČNÁ SÍLA ŠROUBU

Rovnice 21 popisuje rovnováhu mezi zbylou silou v laně a silou která vznikla třením lana s povrchem bubnu. Následně je možné vyjádřit osovou sílu šroubu.

$$\left(F_0 - \frac{Z}{2} \cdot f\right) \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha_2}} - \frac{Z}{2} \cdot f = 0 \quad [\text{N}] \quad (23)$$

- kde Z osová síla šroubu
 α_2 úhel opásání posledního závitu pro uchycení
 F_0 zbylá osová síla působící na příložku
 f součinitel tření mezi lanem a bubnem dle [10] str.85

Vyjádřím Z :

$$Z = \frac{2 \cdot F_0}{f \cdot (1 + e^{f \cdot \alpha_2})} \quad [\text{N}] \quad (24)$$

$$Z = \frac{2 \cdot 26292}{0,13 \cdot (1 + e^{0,13 \cdot 2 \cdot \pi})} = 38029 \text{ N}$$

NAPĚTÍ VE ŠROUBU

$$\sigma_{16} = \frac{Z}{S_{16min}} = \frac{Z}{\frac{\pi \cdot d_{16min}^2}{4}} \quad [\text{MPa}] \quad (25)$$

$$\sigma_{16} = \frac{38029}{\frac{\pi \cdot 13,271^2}{4}} = 275 \text{ MPa}$$

kde S_{16min} minimální plocha jádra šroubu
 d_{16min} minimální průměr jádra šroubu M16 dle ISO 261
 Z osová síla šroubu

KONTROLA BEZPEČNOSTI

Výsledný koeficient bezpečnosti musí dosahovat hodnoty minimálně 2,5 [20].

$$\frac{\sigma_{8.8}}{\sigma_{16}} \geq k_u \quad [-] \quad (26)$$

$$\frac{800}{275} \geq 2,5 \leftrightarrow 2,9 \geq 2,5 \rightarrow \text{splněno}$$

kde $\sigma_{8.8}$ pevnost v tahu pro šroub 8.8 dle [6] str.442
 σ_{16} napětí ve šroubu
 k_u koeficient bezpečnosti dle [20]

TLAK V ZÁVITECH PLÁŠTĚ LANOVÉHO BUBNU

Při překročení dovoleného tlaku v závitech matice nebo šroubu může dojít k deformaci nebo utržení závitu. Tím dojde k destrukci spojovacích částí, ale hlavně k přerušení spoje. Pro spoj představující šroub pevnosti 8.8 a díru se závitem v plášti lanového bubnu je dle [6] str.453 maximální dovolený tlak v závitech 150 MPa.

$$p = \frac{2 \cdot Z}{\pi \cdot D_2 \cdot n_z \cdot P_{16}} \quad [\text{MPa}] \quad (27)$$

$$p = \frac{2 \cdot 38029}{\pi \cdot 14,701 \cdot 8,1 \cdot 2} = 102 \text{ MPa}$$

kde Z osová síla šroubu
 D_2 střední průměr závitu M16 v plášti bubnu dle ČSN ISO 724
 n_z počet závitů v plášti bubnu dle tloušťky stěny bubnu (3.3.11)
 P_{16} rozteč závitu pro závit M16 dle ČSN ISO 724

Tlak v závitu v plášti lanového bubnu z materiálu 11523(S355) vyhovuje.

UTAHOVACÍ MOMENT

Utahovací moment pro vyvození daného předpětí (osové síly ve šroubu).

$$M_u = K_u \cdot Z \cdot d \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (28)$$

$$M_u = 0,2 \cdot 38029 \cdot 16 = 121693 \text{ N} \cdot \text{mm} \rightarrow 121,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde M_u utahovací moment pro vyvození předpětí šroubu dle [6] str.449
 Z osová síla šroubu
 d průměr šroubu
 K_u součinitel utahovacího moment pro hodnotu tření v závitu 0,15 dle [6] str.449

3.3.11 PEVNOSTNÍ KONTROLA PLÁŠTĚ LANOVÉHO BUBNU

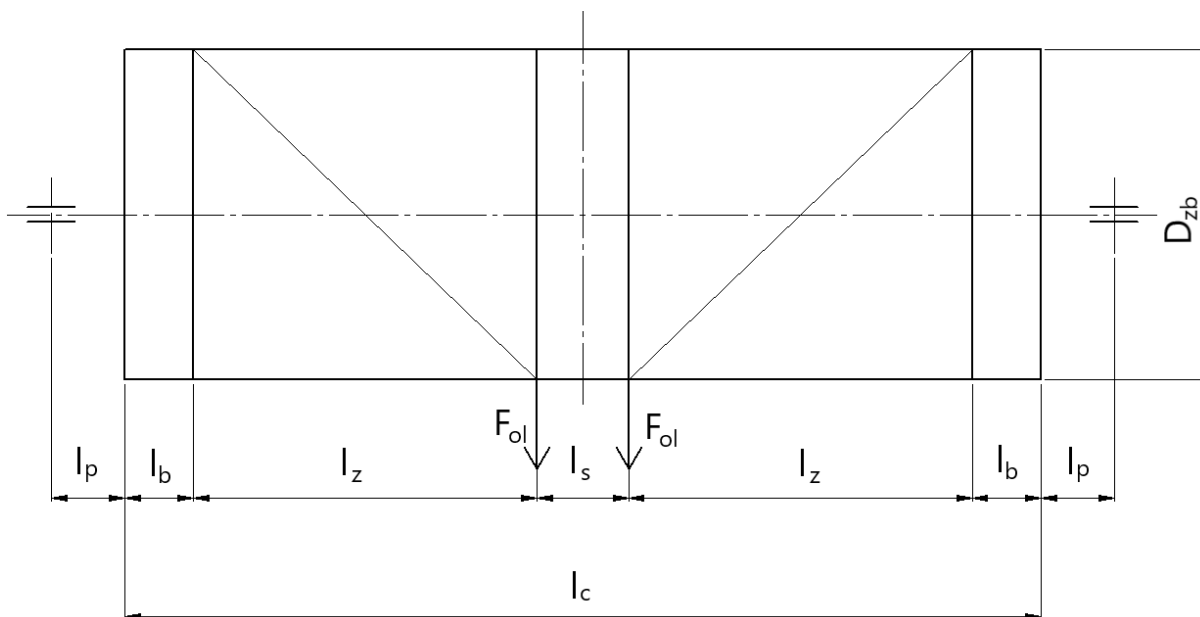
TLOUŠŤKA STĚNY LANOVÉHO BUBNU

Předběžně se určí z empirického vztahu dle [1] str.53. Pro dlouhé lanové bubny s délkou větší než $3 \cdot D_{zb}$ se tloušťka stěny navyšuje [3].

$$s_{lb} = 0,8 \cdot d_l + 5 \quad [\text{mm}] \quad (29)$$

$$s_{lb} = 0,8 \cdot 14 + 5 = 16,2 \text{ mm}$$

kde d_l jmenovitý průměr lana



Obrázek 7 Zatížení lanového bubnu [1]

3.3.12 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{olb} = F_{ol} \cdot (l_z + l_b + l_p) \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (30)$$

$$M_{olb} = 26292 \cdot (1288 + 70 + 70) = 3,76 \cdot 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde l_p vzdálenost ložiska od čela bubnu
 l_z délka závitové části bubnu

l_b délka bočních hladkých částí lanového bubnu
 F_{ol} celková osová síla v laně

PRŮŘEZOVÝ MODUL PRO OHYB

$$W_{olb} = 0,8 \cdot (D_{lb} - s_{lb})^2 \cdot s_{lb} \quad [\text{mm}^3] \quad (31)$$

$$W_{olb} = 0,8 \cdot (492 - 16,2)^2 \cdot 16,2 = 2,934 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

kde D_{lb} průměr lanového bubnu pod lanem
 s_{lb} tloušťka stěny lanového bubnu

NAPĚTÍ ZPŮSOBENÉ OHYBOVÝM MOMENTEM

Dle [1] str. 54 nesmí být ohybové napětí vyšší než 10÷15 MPa.

$$\sigma_{olb} = \frac{M_{olb}}{W_{olb}} \quad [\text{MPa}] \quad (32)$$

$$\sigma_{olb} = \frac{3,76 \cdot 10^7}{2,93 \cdot 10^6} = 12,8 \text{ MPa}$$

kde M_{olb} ohybový moment na lanovém bubnu
 W_{olb} průřezový modul pro ohyb

Napětí způsobené ohybovým momentem $\sigma_{olb} = 12,8 \text{ MPa}$ nepřesáhlo maximální přípustnou hodnotu 10÷15 MPa. Lanový buben vzhledem k ohybovému momentu vyhovuje.

3.3.13 NAMÁHÁNÍ KRUTEM

KROUTÍCÍ MOMENT

$$M_{klb} = 2 \cdot (F_{ol} \cdot \frac{D_{rlb}}{2}) = F_{ol} \cdot D_{rlb} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (33)$$

$$M_{klb} = 26292 \cdot 506 = 1,33 \cdot 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde F_{ol} celková osová síla v laně
 D_{rlb} průměr roztečné kružnice lanového bubnu

PRŮŘEZOVÝ MODUL PRO KRUT

$$W_{klb} = 1,6 \cdot (D_{lb} - s_{lb})^2 \cdot s_{lb} \quad [\text{mm}^3] \quad (34)$$

$$W_{klb} = 1,6 \cdot (492 - 16,2)^2 \cdot 16,2 = 5,87 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

kde D_{lb} průměr lanového bubnu pod lanem
 s_{lb} tloušťka stěny lanového bubnu

NAPĚTÍ ZPŮSOBENÉ KROUTÍCÍM MOMENTEM

Dle [1] str. 54 by smykové napětí nemělo být vyšší než 2-5 MPa.

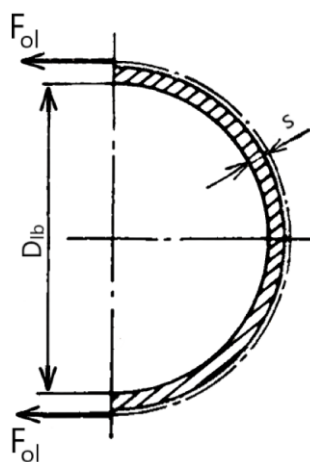
$$\tau_{Klb} = \frac{M_{Klb}}{W_{Klb}} \quad [\text{MPa}] \quad (35)$$

$$\tau_{Klb} = \frac{1,33 \cdot 10^7}{5,87 \cdot 10^6} = 2,267 \text{ MPa}$$

kde M_{Klb} kroutící moment na lanovém bubnu
 W_{Klb} průřezový modul pro krut

3.3.14 NAMÁHÁNÍ VNĚJŠÍM PŘETLAKEM

Vnější přetlak je způsoben sevřením pláště lanem (obrázek 8), kdy buben je uvažován jako tenkostěnná nádoba [1].



Obrázek 8 Sevření pláště lanem

NAPĚTÍ OD VNĚJŠÍHO PŘETLAKU

$$\sigma_{tl} = \frac{F_{ol}}{s_{lb} \cdot t_z} \quad [\text{MPa}] \quad (36)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{26292}{16,2 \cdot 16} = 101,44 \text{ MPa}$$

kde F_{ol} celková osová síla v laně
 s_{lb} tloušťka stěny lanového bubnu
 t_z stoupání drážky v lanovém bubnu

3.3.15 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Dle hypotézy HMH je stanoveno redukované napětí, které by nemělo přesahovat hodnotu 100÷110 MPa [1].

$$\sigma_{redI} = \sqrt{\sigma_{Olb}^2 + \sigma_{tl}^2 + \sigma_{Olb} \cdot \sigma_{tl} + \tau_{Klb}^2} \quad [\text{MPa}] \quad (37)$$

$$\sigma_{redI} = \sqrt{12,8^2 + 101,44^2 + 12,8 \cdot 101,44 + 2,267^2} = 108,43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{redl} \leq 110 \text{ MPa} \quad \dots \text{podmínka je splněna [1]}$$

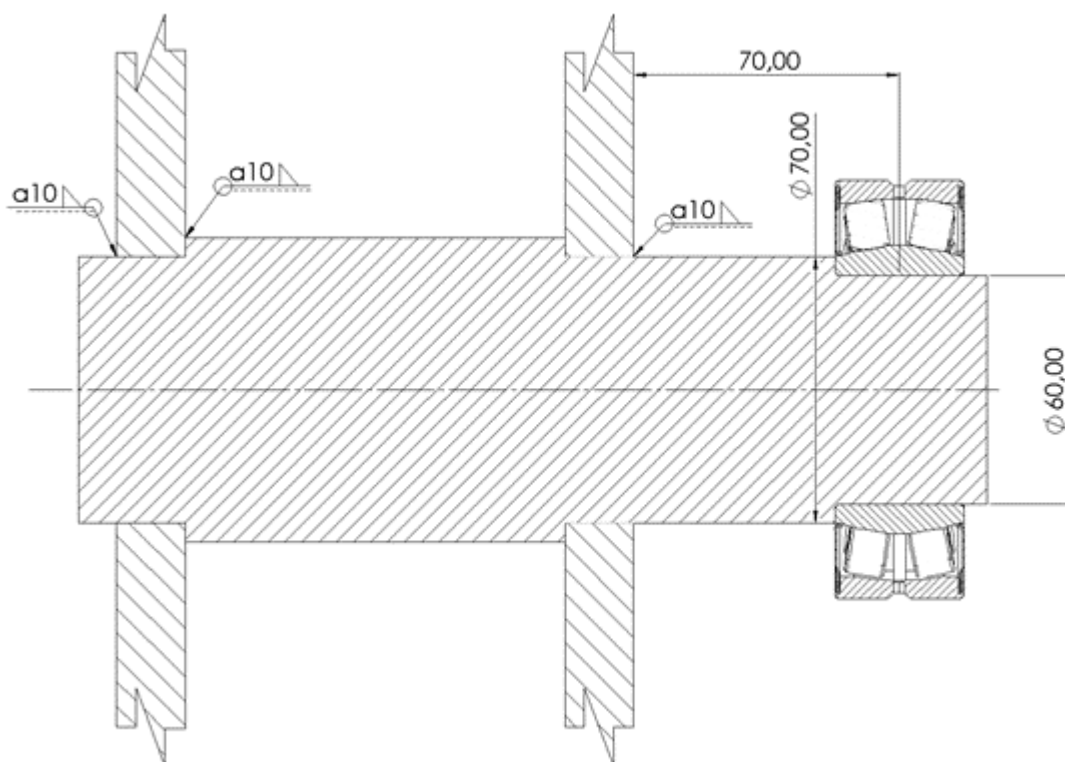
kde σ_{olb} napětí způsobené ohybovým momentem
 τ_{Klb} napětí způsobené kroutícím momentem
 σ_{tl} napětí od vnějšího přetlaku

3.3.16 KONTROLA ULOŽENÍ LANOVÉHO BUBNU

Čela lanového bubnu bývají osazena buď čepem nebo nábojem. Na jedné straně je buben osazen krátkým vsazeným čepem v naklápěcím valivém ložisku. Na druhé straně je buben opatřen nábojem pro nasazení na výstupní hřídel převodovky.

NÁVRH A KONTROLA ČEPU

Materiál čepu je zvolen S355J2 dle ČSN EN 10025-2. Čep je spojen s dvojitým čelem bubnu svarovým spojem. Odolává ohybovému a smykovému napětí a při otáčení dochází k cyklickému namáhání. Reakční síla ve vazbě (ložisku) je rovna tažné síle v laně, protože jde o navíjení do dvou větví a síle vyvolané hmotností bubnu. Hmotnost bubnu byla zjištěna pomocí softwaru SolidWorks a je rovna 630,6 kg.



Obrázek 9 Řez čepu lanového bubnu s ložiskem

OHYBOVÝ MOMENT ČEPU LANOVÉHO BUBNU

$$M_{o\check{c}b} = (F_{ol} + \frac{m_b}{2} \cdot g) \cdot l_p \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (38)$$

$$M_{o\check{c}b} = (26292 + \frac{630,6}{2} \cdot 9,81) \cdot 70 = 2,06 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde F_{ol} osová síla v laně
 l_p vzdálenost podpor od čela bubnu
 m_b hmotnost lanového bubnu

MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ČEPU

Minimální průměr čepu je zjištěn z rovnice pro napětí na mezi kluzu.

$$R_{e,\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}b}}{W_{o\check{c}b,min}} = \frac{M_{o\check{c}b}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}b,min}^3}{32}} \quad [\text{MPa}] \quad (39)$$

Vyjádření $d_{\check{c}b,min}$:

$$d_{\check{c}b,min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o\check{c}b}}{\pi \cdot R_{e,\check{c}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2,27 \cdot 10^6}{\pi \cdot 325}} = 40,1 \text{ mm}$$

kde $W_{o\check{c}b,min}$ minimální průřezový modul pro ohyb čepu bubnu
 $d_{\check{c}b,min}$ minimální průměr čepu bubnu
 $R_{e,\check{c}}$ mez kluzu pro S355J2 dle ČSN EN 10025-2

NAPĚTÍ V KRITICKÉM MÍSTĚ ČEPU

$$\sigma_{\check{c}b} = \frac{M_{o\check{c}b}}{W_{o\check{c}b}} = \frac{M_{o\check{c}b}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}b}^3}{32}} \quad [\text{MPa}] \quad (40)$$

$$\sigma_{\check{c}b} = \frac{2,27 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot 70^3}{32}} = 61,1 \text{ MPa}$$

kde $M_{o\check{c}b}$ ohybový moment čepu lanového bubnu
 $W_{o\check{c}b}$ průřezový modul pro ohyb čepu bubnu
 $d_{\check{c}b}$ minimální průměr čepu bubnu

MEZ ÚNAVY ČEPU BUBNU

V situaci, kdy na čep působí ohybové napětí a zároveň čep rotuje, dochází ke střídavému zatěžování krajních vláken tahem a tlakem [6] str. 345.

$$\sigma'_{Co\check{c}b} = k_{a\check{c}b} \cdot k_{b\check{c}b} \cdot \sigma_{Co\check{c}b} \quad [\text{MPa}] \quad (41)$$

$$\sigma'_{Co\check{c}b} = 0,88 \cdot 0,775 \cdot 237 = 161,6 \text{ MPa}$$

kde $k_{a\check{c}b}$ součinitel jakosti povrchu [6] str. 345
 $k_{b\check{c}b}$ součinitel velikosti tělesa [6] str. 346
 $\sigma'_{Co\check{c}b}$ korigovaná mez únavy v kritickém místě čepu
 $\sigma_{Co\check{c}b}$ mez únavy zkušební tyče [6] str. 340

KOEFICIENT DYNAMICKÉ BEZPEČNOSTI

Porovnáním korigované meze únavy a napětí čepu v kritickém místě zjistím koeficient dynamické bezpečnosti.

$$k_{d\check{c}b} = \frac{\sigma'_{Co\check{c}b}}{\sigma_{\check{c}b}} \quad [-] \quad (42)$$

$$k_{d\check{c}b} = \frac{161,6}{61,1} = 2,65$$

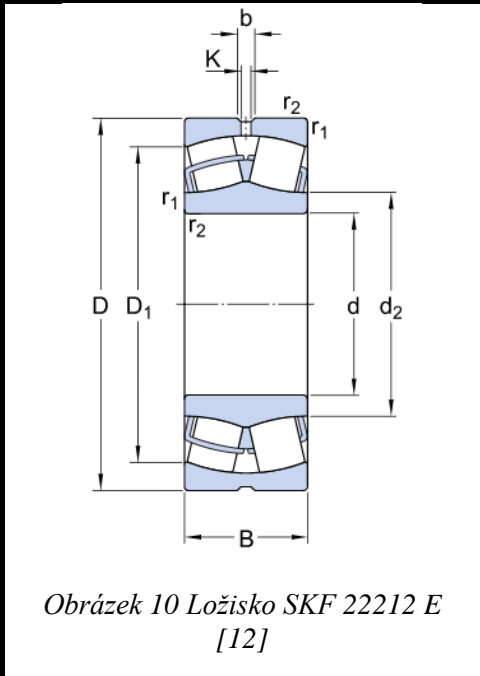
kde $\sigma'_{Co\check{c}b}$ korigovaná mez únavy v kritickém místě čepu
 $\sigma_{\check{c}b}$ napětí v kritickém místě čepu

Zvolený průměr čepu $d_{\check{c}b} = 70$ mm vyhovuje pro danou aplikaci.

KONTROLA LOŽISKA BUBNU

Pro zajištění spolehlivé funkčnosti systému je třeba také zvolit vhodné ložisko lanového bubnu. Vzhledem k faktu, že při zatížení bubnu břemenem dochází k mírnému naklápění čepu bubnu, předběžně volím dvouřadé naklápěcí soudečkové ložisko SKF 22212 E.

Tabulka 6 Rozměry ložiska SKF 22212 E [12]

 <p>Obrázek 10 Ložisko SKF 22212 E [12]</p>	Značka	Hodnota
	d	60 mm
	D	110 mm
	B	38 mm
	d ₂	72,7 mm
	D ₁	96,5 mm
	b	6 mm
	K	3 mm
	r _{1,2}	min. 1,5 mm

RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Lanový buben navíjí lano ve dvou větvích. Součet zatížení z obou větví působí radiálně na ložisko a hřídel převodovky. Na ložisko a hřídel převodovky zároveň působí radiální zatížení od hmotnosti lanového bubnu. Polovina celkového zatížení působí na ložisko a polovina na hřídel převodovky.

$$F_{RADb} = F_{ol} + \frac{m_b}{2} \cdot g \quad [\text{N}] \quad (43)$$

$$F_{RADb} = 26292 + \frac{630,6}{2} \cdot 9,81 = 29386 \text{ N}$$

kde F_{ol} osová síla v laně
 m_b hmotnost lanového bubnu

AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Axiální síly od lana navíjeného ve dvou větvích se vzájemně vyruší. Axiální zatížení vzniká pouze v okamžiku zhoupnutí břemene ve směru osy bubnu.

$$F_{AXb} = 0,1 \cdot F_{RADb} \quad [\text{N}] \quad (44)$$

$$F_{AXb} = 0,1 \cdot 29386 = 2938,6 \text{ N}$$

kde F_{RADb} radiální zatížení ložiska

DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Kontrola ložiska je provedena dle [6] str.619 a [12].

$$e_m \geq \frac{F_{AXb}}{F_{RADb}} \quad [-] \quad (45)$$

$$0,24 \geq \frac{2938,6}{29386} \leftrightarrow 0,24 \geq 0,1$$

kde e_m mezní hodnota poměru F_{AXb}/F_{RADb} dle [12]

$$P_{De} = F_{RADb} + Y_1 \cdot F_{AXb} \quad [\text{N}] \quad (46)$$

$$P_{De} = 29386 + 2,8 \cdot 2938,6 = 37613 \text{ N}$$

kde P_{De} dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
 Y_1 výpočtový factor dle [12]
 F_{RADb} radiální zatížení ložiska
 F_{AXb} axiální zatížení ložiska

STATICKÉ EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

$$P_{Se} = F_{RADb} + Y_0 \cdot F_{AXb} \quad [\text{N}] \quad (47)$$

$$P_{Se} = 29386 + 2,8 \cdot 2938,6 = 37613 \text{ N}$$

kde Y_0 výpočtový factor dle [12]
 F_{RADb} radiální zatížení ložiska
 F_{AXb} axiální zatížení ložiska

ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA

$$L_{10b} = \left(\frac{C_b}{P_{De}} \right)^{a_\xi} \cdot 10^6 \quad [-] \quad (48)$$

$$L_{10b} = \left(\frac{159 \cdot 10^3}{37613} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 = 122 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$


kde C_b základní dynamické zatížení ložiska dle [12]
 a_ξ koeficient pro ložiska s čárovým stykem dle [6] str. 615
 P_{De} dynamické ekvivalentní zatížení ložiska

Požadovaný počet pracovních cyklů, dle tabulky 2. je $1,25 \cdot 10^5$, zvolené ložisko vyhovuje.

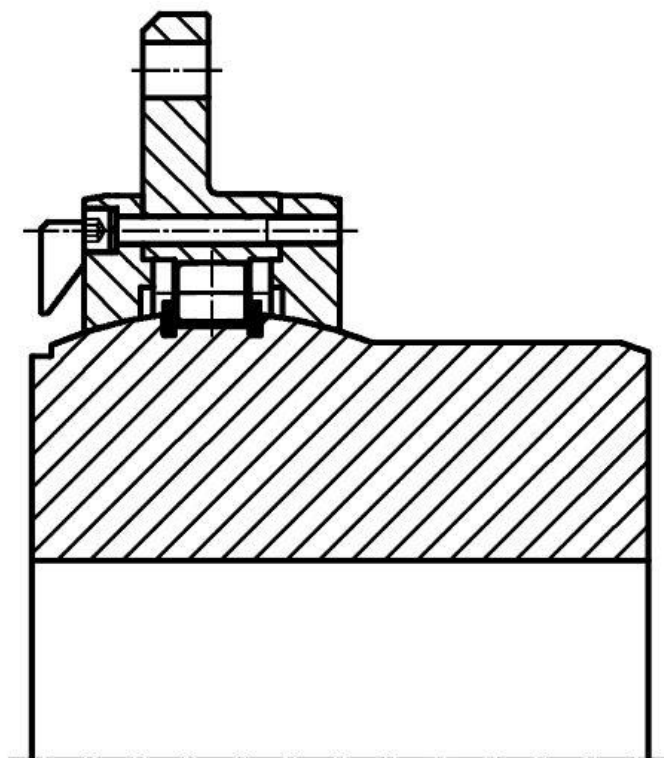
SPOJENÍ LANOVÉHO BUBNU S PŘEVODOVKOU

Tato spojka musí odolávat radiálnímu zatížení a krouticímu momentu. Dále v důsledku zatížení bubnu břemenem musí dovolovat mírnému natočení lanového bubnu vůči hřídeli převodovky a zároveň dovolit axiálnímu posunutí. Těmto podmínkám vyhovuje zvolená bubnová spojka od německé firmy KORO IBS s označením ITK 13 jejíž parametry jsou popsány v tabulce 7 [29].

Tabulka 7 Parametry zvolené spojky KORO IBS ITK 13 [29]

	Bubnová spojka ITK 13	
	Maximální krouticí moment	15500 N·m
	Maximální radiální zatížení	31000 N
	Maximální úhlové natočení	1°30'
	Maximální axiální posunutí	4 mm
	Moment setrvačnosti	0,36 kg·m ²
	Průměr náboje	110 mm
	Průměr roztečné kružnice montážních otvorů	320 mm
	Délka drážky pro pero	130 mm
Hmotnost		33 kg

Obrázek 11 Bubnová spojka ITK 13



Obrázek 12 Pohled řezu bubnové spojky ITK [29]

3.4 NÁVRH POHONU ZDVIHU

Tato kapitola zahrnuje výběr a kontrolu převodovky a motoru hlavního zdvihu. Volba vhodné převodovky a elektromotoru probíhala iterační metodou, z které je předběžně známa účinnost převodovky.

CELKOVÁ ÚČINNOST SYSTÉMU

$$\eta_{cz} = \eta_{lp} \cdot \eta_{ph} \quad [-] \quad (49)$$

$$\eta_{cz} = 0,9704 \cdot 0,94 = 0,9118$$

kde η_{cz} celková účinnost systému dle [5]
 η_{lp} účinnost lanového převodu
 η_{ph} účinnost převodovky hlavního zdvihu

VÝKON MOTORU

Výkon hnacího motoru hlavního zdvihu při konstantní zdvihové rychlosti.

$$P_{hz} = \frac{Q_{cb} \cdot g \cdot v_z}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_{cz}} \quad [\text{kW}] \quad (50)$$

$$P_{hz} = \frac{10399 \cdot 9,81 \cdot 2,5}{1000 \cdot 60 \cdot 0,9122} = 4,66 \text{ kW}$$

kde v_z rychlost hlavního zdvihu
 Q_{cb} celková hmotnost břemene
 η_{cz} celková účinnost systému dle [5]

3.4.1 VOLBA MOTORU

Dle předchozího výpočtu a zadané charakteristiky napájení byl vybrán třífázový asynchronní elektromotor (obr. 12) z katalogu výrobce VIBO Electric a.s. Výkon motoru byl vybrán nejbližší vyšší a charakteristiky motoru jsou znázorněny v tabulce 8 [13].



Obrázek 13 Elektromotor VIBO Electric 2LC 160 MB 8 [13]

Tabulka 8 Parametry zvoleného elektromotoru

Parametry elektromotoru VIBO Electric 2LC 160 MB 8		
Jmenovitý výkon	5,5	kW
Jmenovité otáčky	720	1/min
Jmenovitý točivý moment	72,95	N·m
Účinnost	83	%
Moment setrvačnosti	0,0931	kg·m ²
Hmotnost	115	kg
Napájení	3x400	V
Rozsah pracovních teplot	-65÷40	°C
Stupeň krytí IP	55	-

3.4.2 VOLBA PŘEVODOVKY

Převodovku pro mechanismus zdvihu je nutné volit s ohledem na zadanou rychlost zdvihu. Další důležité parametry jsou charakteristické rozměry převodovky, konstrukce převodovky a pevnostní charakteristiky.

OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

Otáčky lanového bubnu pro dosažení zadané rychlosti zdvihu.

$$n_{lb} = \frac{v_z \cdot i_{lp}}{2 \cdot \pi \cdot r_{rlb}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (51)$$

$$n_{lb} = \frac{2,5 \cdot 2}{2 \cdot \pi \cdot 0,253} = 3,145 \text{ min}^{-1}$$

kde v_z zadaná rychlost zdvihu
 r_{rlb} poloměr roztečné kružnice lanového bubnu
 i_{lp} lanový převod

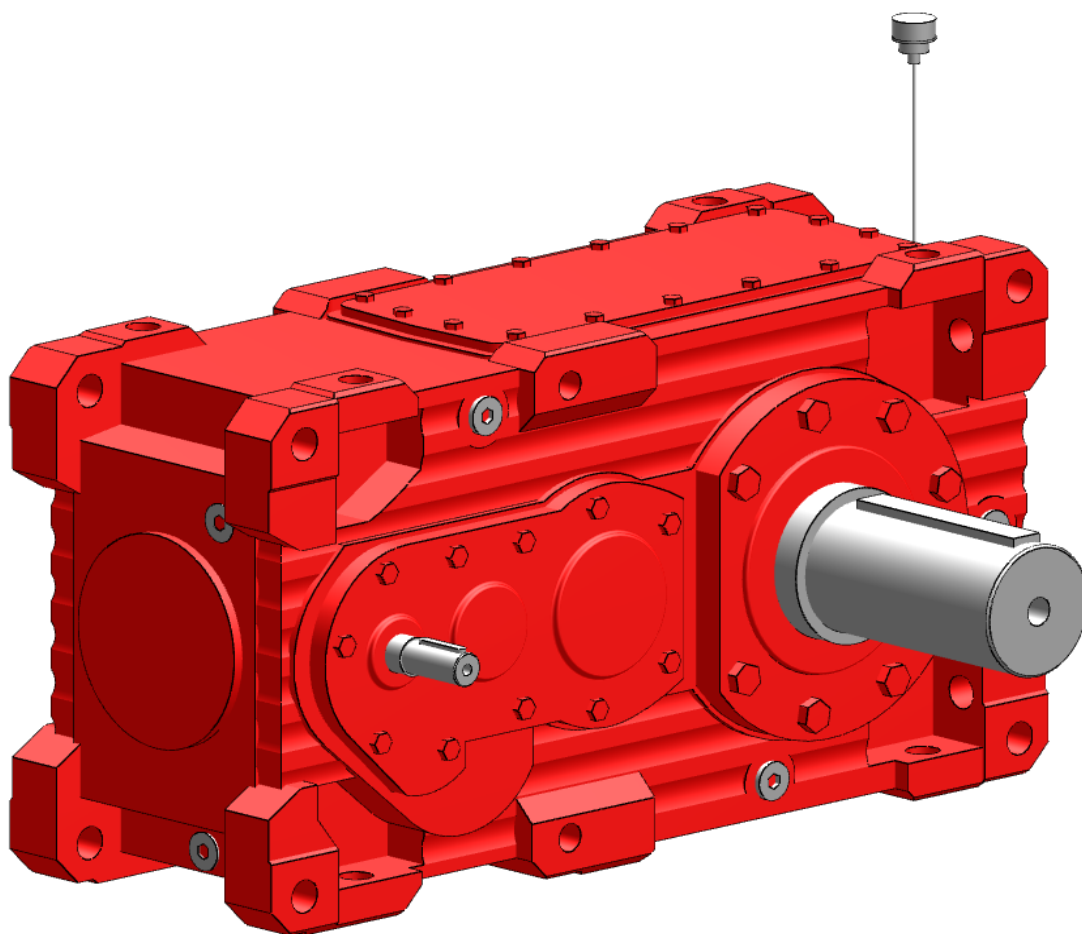
POTŘEBNÝ PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVKY

$$i_{př} = \frac{n_{mh}}{n_{lb}} \quad [-] \quad (52)$$

$$i_{př} = \frac{720}{3,145} = 228,91$$

kde n_{mh} nominální otáčky elektromotoru
 n_{lb} otáčky lanového bubnu

Dle vypočteného převodového poměru a přenášeného výkonu je zvolena průmyslová čelní převodovka řady X od společnosti SEW Eurodrive. Z katalogového listu je vybrána čtyřstupňová paralelní převodovka s označením X4FS130 /HU 310 charakterizována v tabulce 9. Při výběru byla zohledněna rozteč vstupního a výstupního hřídele v závislosti k montážnímu prostoru pro motor a brzdu paralelně vedle lanového bubnu [14].



Obrázek 14 Průmyslová převodovka SEW Eurodrive X4FS130 /HU 310 [14]

Tabulka 9 Parametry zvolené průmyslové převodovky SEW Eurodrive X4FS130 /HU 310

Parametry převodovky SEW Eurodrive X4FS130 /HU 310		
Skutečný převodový poměr	219,59	-
Účinnost	94	%
Maximální přenášený výkon	8	kW
Maximální přenášený krouticí moment	16	kN·m
Maximální radiální zatížení výstupní hřídele	68	kN
Moment setrvačnosti rychloběžného hřídele	0,0011	kg·m ²
Průměr vstupní hřídele	28	mm
Průměr výstupní hřídele	110	mm
Hmotnost převodovky	405	kg

SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_{slb} = \frac{n_{mh}}{i_{spř}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (53)$$

$$n_{slb} = \frac{720}{219,59} = 3,28 \text{ min}^{-1}$$

kde n_{mh} nominální otáčky elektromotoru hlavního zdvihu
 $i_{spř}$ skutečný převodový poměr převodovky

SKUTEČNÁ RYCHLOST ZDVIHU

$$v_{sz} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{rlb} \cdot n_{slb}}{i_{lp}} \quad [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (54)$$

$$v_{sz} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,253 \cdot 3,28}{2} = 2,606 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde n_{slb} skutečné otáčky lanového bubnu
 i_{lp} lanový převod
 r_{rlb} poloměr roztečné kružnice lanového bubnu

ROZDÍL ZADANÉ A SKUTEČNÉ RYCHLOSTI ZDVIHU

$$\Delta_{hz} = \frac{|v_{sz} - v_z|}{v_z} \cdot 100 \quad [\%] \quad (55)$$

$$\Delta_{hz} = \frac{|2,606 - 2,5|}{2,5} \cdot 100 = 4,244 \%$$

kde v_z zadaná rychlost zdvihu
 v_{sz} skutečná rychlost zdvihu

Dle [5] str.11 je přípustná odchylka zdvihací rychlosti maximálně 10%. Převodový poměr u zvolené převodovky vyhovuje.

KONTROLA VÝKONU MOTORU PŘI ROZBĚHU

Výpočet proveden dle [5].

ROZBĚHOVÝ MOMENT MOTORU

$$M_{mr} = M_m \cdot k_{rm} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (56)$$

$$M_{mr} = 72,95 \cdot 2 = 145,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde k_{rm} faktor startovacího momentu dle výrobce [13]
 M_m točivý moment elektromotoru dle výrobce [13]

STATICKÝ MOMENT BŘEMENE A PASIVNÍCH ODPORŮ

$$M_{st} = \frac{D_{rlb} \cdot Q_{cb} \cdot g}{2 \cdot i_{lp} \cdot i_{spř} \cdot \eta_{cz}} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (57)$$

$$M_{st} = \frac{0,506 \cdot 10399 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 219,59 \cdot 0,9122} = 64,45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde Q_{cb} celková hmotnost břemene
 D_{rlb} průměr roztečné kružnice lanového bubnu
 i_{lp} lanový převod
 η_{cz} celková účinnost systému dle [5]
 $i_{spř}$ skutečný převodový poměr převodovky

ČAS ROZBĚHU

Spočítá se za předpokladu rovnoměrného zrychleného pohybu, kdy zrychlení je dle [5] menší než $0,2 \div 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Je uvažována hodnota zrychlení $0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

$$t_{rh} = \frac{v_{sz}}{a_{hz} \cdot 60} \quad [\text{s}] \quad (58)$$

$$t_{rh} = \frac{2,606}{0,15 \cdot 60} = 0,29 \text{ s}$$

kde t_{rh} čas rozběhu hlavního zdvihu
 a_{hz} zrychlení břemene dle [5] str.117

MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL POSUVNÝCH

$$M_{ZP} = M_{st} \cdot \frac{v_{sz}}{g \cdot t_{rh} \cdot 60} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (59)$$

$$M_{ZP} = 64,4259 \cdot \frac{2,606}{9,81 \cdot 0,2172 \cdot 60} = 0,99 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde M_{st} statický moment břemene a pasivních odporů
 v_{sz} skutečná rychlost zdvihu
 t_{rh} čas rozběhu hlavního zdvihu

MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL ROTUJÍCÍCH

$$M_{ZR} = \alpha_{zr} \cdot (J_{mh} + J_{př}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mh}}{t_{rh} \cdot 60} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (60)$$

$$M_{ZR} = 1,2 \cdot (0,0931 + 0,0011) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 720}{0,2172 \cdot 60} = 29,43 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde α_{zr} faktor zohledňující další rotující hmotnosti dle [5]
 J_{mh} setrvačný moment rotoru motoru dle [13]
 $J_{př}$ setrvačný moment rychloběžné hřídele převodovky dle [14]

n_{mh} nominální otáčky elektromotoru dle [13]
 t_{rh} čas rozběhu hlavního zdvihu

ROZBĚHOVÝ MOMENT HMOTY

$$M_{roz} = M_{st} + M_{zp} + M_{zr} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (61)$$

$$M_{roz} = 64,45 + 0,99 + 29,43 = 94,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde M_{st} statický moment břemene a pasivních odporů
 M_{zp} moment zrychlujících sil posuvných
 M_{zr} moment zrychlujících sil rotujících

KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU

$$M_{roz} \leq M_{mr} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (62)$$

$$94,9 \leq 145,9$$

kde M_{roz} rozběhový moment hmoty
 M_{mr} rozběhový moment elektromotoru

3.5 NÁVRH BRZDY ZDVIHU

Brzda zdvihu zajišťuje ustavení břemene ve výchozí poloze, kdy nedochází ke zdvihání nebo spouštění. Zpravidla je uložena na rychloběžné hřídeli převodovky pro zvýšení brzdného účinku. Důležitou vlastností brzdy zdvihu, která musí být splněna je schopnost vyvolat brzdný účinek i při výpadku proudu nebo jiné poruše. Tohle je řešeno tak, že brzda je ve výchozím stavu mechanicky sepnuta a teprve při průchodu elektrického proudu dochází k jejímu odbrzdění. Odbrzdění je uskutečněno buď elektromagneticky nebo elektrohydraulicky. Kontrola provedena dle [5].

STATICKÝ MOMENT BŘEMENE A PASIVNÍCH ODPORŮ PŘI BRZDĚNÍ

$$M_{stb} = \frac{D_{rlb} \cdot Q_{cb} \cdot g}{2 \cdot i_{lp} \cdot i_{spř}} \cdot \eta_{cz} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (63)$$

$$M_{stb} = \frac{0,506 \cdot 10399 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 219,59} \cdot 0,9122 = 53,584 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde Q_{cb} celková hmotnost břemene
 D_{rlb} průměr roztečné kružnice lanového bubnu
 i_{lp} lanový převod
 η_{cz} celková účinnost systému dle [5]
 $i_{spř}$ skutečný převodový poměr převodovky

BRZDNÝ ČAS

Brzdný čas se volí v rozmezí 0,5÷1,5 s [5] str.118.

$$t_B = 1 \text{ s} \quad \text{zvolený brzdný čas}$$

SKUTEČNÝ BRZDNÝ MOMENT

$$M_{ub} = k_b \cdot M_{stb} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (64)$$

$$M_{ub} = 1,75 \cdot 53,584 = 93,77 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde M_{ub} skutečný brzdny moment dle [5] str. 118
 k_b koeficient bezpečnosti [5] str. 87
 M_{stb} statický moment břemene a pasivních odporů při brzdění

BRZDNÝ MOMENT NA RYCHLOBĚŽNÉ HŘÍDELI

$$M_b = M_{stb} \cdot \left(1 + \frac{v_{zs}}{g \cdot t_b}\right) + \alpha_{zr} \cdot (J_{mh} + J_{př}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mh}}{t_b \cdot 60} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (65)$$

$$M_b = 53,61 \cdot \left(1 + \frac{2,606}{9,81 \cdot 1}\right) + 1,2 \cdot (0,0942) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 720}{1 \cdot 60} = 62,25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde v_{zs} skutečná rychlost zdvihu
 t_b zvolený brzdny čas
 n_{mh} nominální otáčky elektromotoru
 M_{stb} statický moment břemene a pasivních odporů při brzdění
 J_{mh} setrvačný moment rotoru motoru dle [13]
 $J_{př}$ setrvačný moment rychloběžné hřídele převodovky dle [14]
 α_{zr} faktor zohledňující další rotující hmotnosti dle [5]

KONTROLA BRZDNÉHO MOMENTU

$$M_{ub} \geq M_b \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (66)$$

$$93,81 \geq 62,25 \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

kde M_{ub} skutečný brzdny moment dle [5] str. 118
 M_b brzdny moment na rychloběžném hřídeli

DOBA BRZDĚNÍ PŘI SPOUŠTĚNÍ BŘEMENE

$$t_{bs} = \alpha_{zr} \cdot (J_m + J_{př}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mh}}{M_{ub} - M_{stb}} \quad [\text{s}] \quad (67)$$

$$t_{bs} = 1,2 \cdot (0,0931 + 0,0011) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 720}{93,81 - 53,61} = 0,212 \text{ s}$$

kde n_{mh} nominální otáčky elektromotoru
 M_{stb} statický moment břemene a pasivních odporů při brzdění
 M_{ub} skutečný brzdny moment dle [5] str. 118
 J_{mh} setrvačný moment rotoru motoru dle [13]
 $J_{př}$ setrvačný moment rychloběžné hřídele převodovky dle [14]
 α_{zr} faktor zohledňující další rotující hmotnosti dle [5]

DOBA BRZDĚNÍ PŘI ZDVIHÁNÍ BŘEMENE

$$t_{bz} = \alpha_{zr} \cdot (J_m + J_{př}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mh}}{M_{ub} + M_{stb}} \quad [s] \quad (68)$$

$$t_{bz} = 1,2 \cdot (0,0931 + 0,0011) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 720}{93,81 + 53,61} = 0,0578 \text{ s}$$

kde	n_{mh}	nominální otáčky elektromotoru
	M_{stb}	statický moment břemene a pasivních odporů při brzdění
	M_{ub}	skutečný brzdňý moment dle [5] str. 118
	J_{mh}	setrvačný moment rotoru motoru dle [13]
	$J_{př}$	setrvačný moment rychloběžné hřídele převodovky dle [14]
	α_{zr}	faktor zohledňující další rotující hmotnosti dle [5]

3.5.1 VOLBA BRZDY

S ohledem na vypočtené hodnoty a zástavbové rozměry je vybrán diskový brzdíč od firmy SIBRE s označením USB5-05 23/5 220-50. Ovládání brzdy je realizováno elektrohydraulicky pákovým systémem. V tabulce č. 10 jsou uvedeny podrobné specifikace dané brzdy [15].



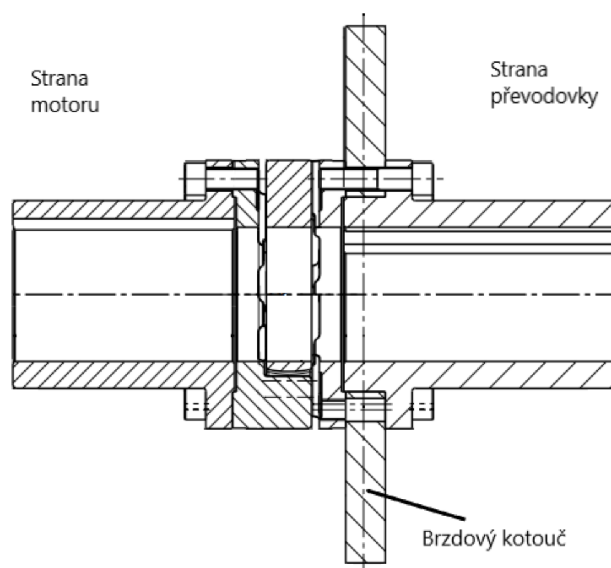
Obrázek 15 Disková brzda SIBRE USB5-05 23/5 220-50 [15]

Tabulka 10 Specifikace SIBRE USB 5-05 23/5 220-50 [15]

Specifikace diskové brzdy SIBRE USB5-05 23/5 220-50		
Minimální brzdňý moment	110	N·m
Poloměr působíště brzdňé síly na kotouči	132	mm
Vnější průměr brzdňého kotouče	315	mm
Šířka kotouče	20	mm
Maximální průměr náboje kotouče	160	mm
Délka (v směru osy kotouče)	390	mm
Šířka (kolmo na osu kotouče)	305	mm
Výška	570	mm
Hmotnost (s elektrohydraulickou jednotkou)	56	kg

3.5.2 VOLBA SPOJKY A BRZDOVÉHO KOTOUČE

Spojka byla volena spolu s brzdou zdvihu od stejného výrobce SIBRE. Ten nabízí pružné i pevné spojky, které mohou být konstrukčně osazeny brzdovým kotoučem. Byla zvolena pružná spojka SIBRE AFC-AS-65 s brzdovým kotoučem o průměru 315 mm a šířce 20 mm. Maximální přenášený moment je 940 N·m a maximální otáčky jsou 3450 min⁻¹. Náboj na straně převodovky je možné dle požadavku zákazníka prodloužit, kdy v tomto případě došlo k prodloužení o 30 mm kvůli montážnímu prostoru brzdy zdvihu [16].



Obrázek 16 Spojka SIBRE AFC-AS-65 [16]

3.5.3 VOLBA FREKVENČNÍHO MĚNIČE

Dle vybraného motoru je zvolen frekvenční měnič na doporučení výrobce VYBO Electric s označením X550-4T0055. Daný frekvenční měnič je konstruován pro výkon 5,5 kW a disponuje krytím IP 65 [17].



Obrázek 17 Frekvenční měnič VYBO Electric X550-4T0055 [17]

3.5.4 VOLBA KONCOVÉHO SPÍNAČE ZDVIHU

Koncový spínač zdvihu vymezuje pracovní dorazy zdvihu, aby nedošlo ke kolizi kladnice s jeřábovou kočkou v horní poloze, nebo odmotání přílišného množství lana v dolní poloze.

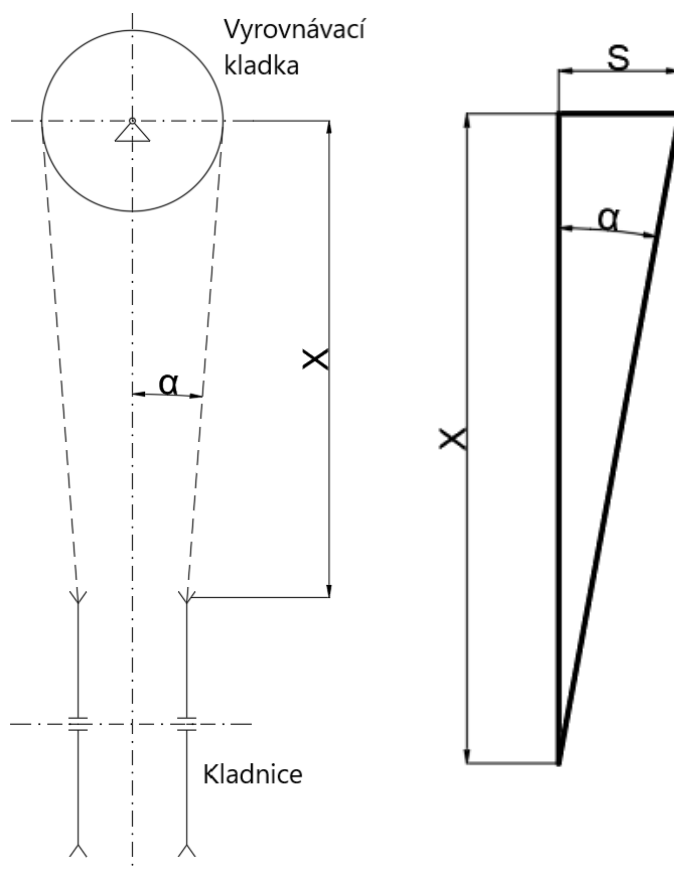
Je zvolen rotační koncový spínač řady FGR od firmy GIOVENZANA. Tyto koncové snímače disponují krytím IP65 a převodovým poměrem v rozsahu od 1:12 do 1:400. Pro vyrovnání montážních nepřesností a natočení střednice bubnu nabízí výrobce pružnou hřídelovou spojku [18].



Obrázek 18 Rotační koncový spínač GIOVENZANA FGR [18]

HORNÍ OMEZENÍ ZDVIHU

Zdvih kladnice do horní polohy není omezen jen nebezpečím kolize kladnice s rámem jeřábové kočky, ale také rostoucím náběhovým úhlem na kladkách a lanovém bubnu. Tento úhel nesmí dle [4] překročit 4°. V horní poloze je lano mezi bubnem a kladnicí v kolmé poloze. Kontrolované bude lano mezi vodící kladkou kladnice a vyrovnávací kladkou.



Obrázek 19 Úhel náběhu lana na vodící kladku se zjednodušením

$$X = \frac{S}{\tan 4^\circ} \quad [\text{mm}] \quad (69)$$

$$X = \frac{60}{\tan \alpha} = 858 \text{ mm}$$

kde X minimální vzdálenost osy kladnice od osy vyrovnávací kladky
 S polovina rozdílu průměru vyrovnávací kladky a rozteče vodících kladek

Při nastavování koncového spínače zdvihu pro horní polohu musí být výše uvedený rozměr X zohledněn

4 MECHANISMUS POMOCNÉHO ZDVIHU

Pomocný zdvih je řešen jako stacionární a je umístěn mimo půdorys kočky, ve vzdálenosti 2500 mm od kolejnice. Tato kolejnice představuje klopnou hranu, kdy nastává nebezpečí překlopení jeřábové kočky přes hlavní nosník jeřábu. Je tedy nutné dbát na co nejnížší hmotnost mechanismu pomocného zdvihu. Dle zadání je nosnost 3,2 t a výška zdvihu je 10 m. Jako zvedací prostředek je využit jednoduchý kovaný hák s pojistkou. Zadaná klasifikace pomocného zdvihu je M5.

Pomocný zdvih je řešen jako nakupovaný celek od výrobce STAHL s oficiální českou distribucí společností KRANTECHNIK s.r.o. Po projednání požadavků se zástupcem společnosti KRANTECHNIK s.r.o. byla zvolena zvedací jednotka s označením ST 3216-12/3 2/1 H jejíž parametry jsou popsány v tabulce 11. Jedná se o elektrický řetězový kladkostroj ve stacionárním provedení, jehož hlavní výhodou je nízká hmotnost v porovnání s nosností [21].



Obrázek 20 Elektrický řetězový kladkostroj ST 3216-12/3 2/1 H [21]

Tabulka 11 Parametry elektrického řetězového kladkostroje ST 3216-12/3 2/1 H [21]

Parametry elektrického řetězového kladkostroje ST 3216-12/3 2/1 H	
Nosnost	3,2 t
Výška zdvihu	10 m
Rychlost zdvihu (rychlá/pomalá)	6/1,5 m/min
Hmotnost	123 kg
Hmotnost řetězu	32,4 kg
Lanování	2/1
Napájení	3x400/50Hz
Počet cyklů za hodinu	100
Klasifikace ISO	M5
Stupeň krytí	IP66

5 MECHANISMUS POJEZDU

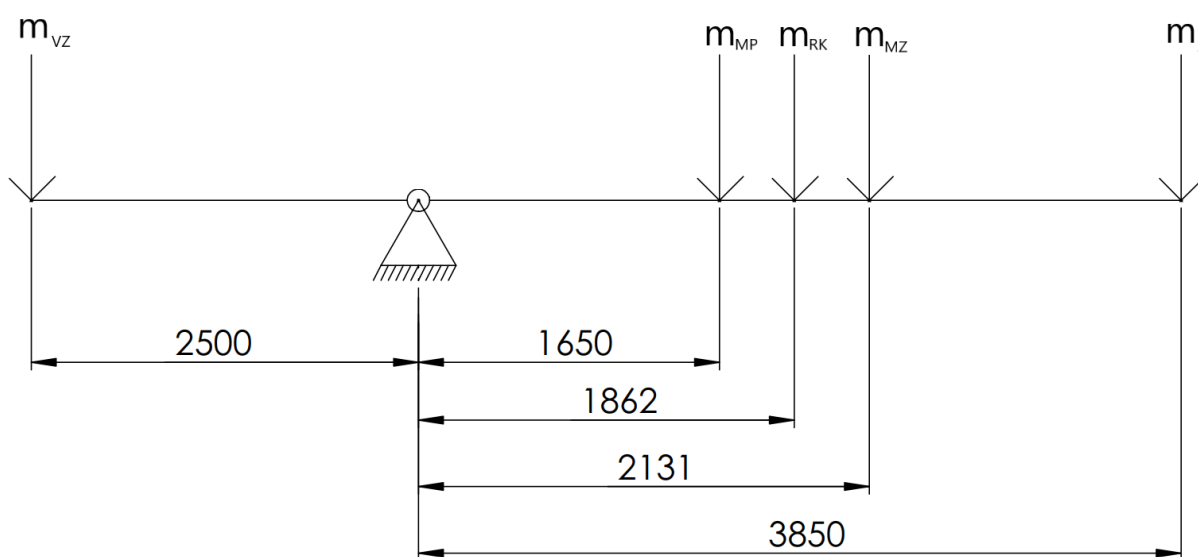
Mechanismus pojezdu zajišťuje pohyb jeřábové kočky po mostu jeřábu. Pohyb je realizován elektromotorem, převodovkou s vhodným převodovým poměrem a pojezdovými koly, která pojíždí po kolejnicích.

5.1 ZATÍŽENÍ

Pro jednotlivé výpočty je nutné znát hmotnost jeřábové kočky a zatížení na jednotlivých kolech. Při zjišťování hmotností bylo využito softwaru SolidWorks, ve kterém byl vytvořen předběžný model rámu jeřábové kočky a modely mechanismů zdvihů s vygenerovanými těžišti.

5.1.1 PROTIZÁVAŽÍ

Při zdvihání pomocným zdvihem hrozí nebezpečí překlpení jeřábové kočky přes klopnou hranu, kterou reprezentuje kolejnice na straně pomocného zdvihu. Hmotnost protizávaží se určí z momentové rovnice, kdy je nutné uvažovat součinitel bezpečnosti proti překlpení. Tento součinitel byl po domluvě se zástupci společnosti Královo Pole Cranes zvolen 1,3.



Obrázek 21 Vzdálenosti těžišť jednotlivých hmotností [mm]

VÝPOČET HMOTNOSTI PROTIZÁVAŽÍ

Hmotnost protizávaží se vyjádří z rovnice bezpečnosti proti překlpení.

$$\frac{m_{RK} \cdot 1600 + m_{MZ} \cdot 2131 + m_Z \cdot 3900 + m_{MP} \cdot 1650}{m_{VZ} \cdot 2500} = 1,3 \quad [-] \quad (70)$$

vyjádřením m_Z

$$m_Z = \frac{1,3 \cdot m_{VZ} \cdot 2500 - (m_{RK} \cdot 1600 + m_{MZ} \cdot 2131 + m_{MP} \cdot 1650)}{3900} \quad [\text{kg}] \quad (71)$$

$$m_Z = \frac{1,3 \cdot 3360 \cdot 2500 - (1989 \cdot 1600 + 1721 \cdot 2131 + 100 \cdot 1650)}{3900}$$

$$m_Z = 1001 \text{ kg}$$

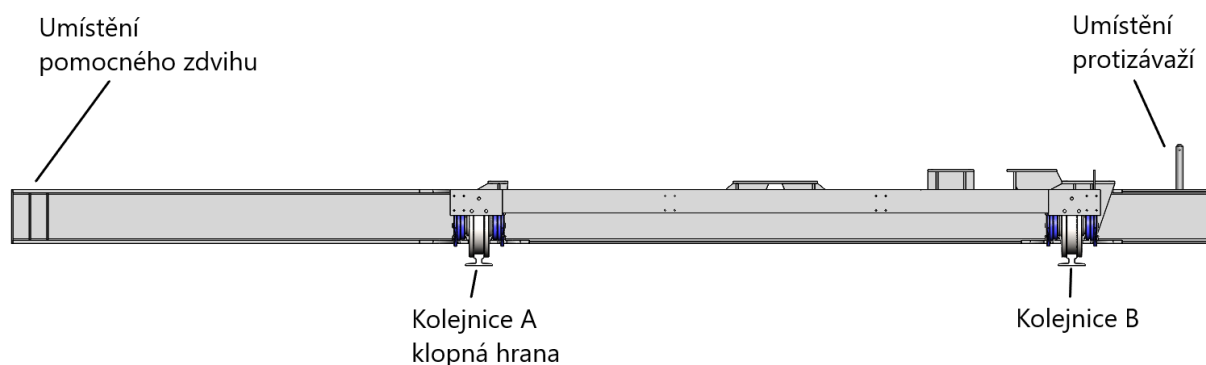
kde	m_{RK}	hmotnost rámu kočky s příslušenstvím
	m_{VZ}	hmotnost mechanismu pomocného zdvihu s břemenem
	m_{MZ}	hmotnost mechanismu zdvihu
	m_Z	hmotnost protizávaží
	m_{MP}	předběžná hmotnost mechanismu pojezdu

Pro zajištění jeřábu proti překlpení při bezpečnosti 1,3 je zapotřebí závaží o hmotnosti 1001 kg ve vzdálenosti 3900 mm od klopné hrany. Zároveň bude použito pomocné jištění v podobě výpalku z plechu ve tvaru profilu kolejnice, který bude pevně spojen s rámem jeřábové kočky.

5.1.2 REAKCE NA KOLEJNICI

Hmotnost působící na kolejnici se mění pro tři případy zatížení. Zatížení vlastní hmotností jeřábové kočky, zatížení při využívání pomocného zdvihu a zatížení při využívání hlavního zdvihu. Je patrné, že největší zatížení nastane při využití jednoho ze zdvihů, kdy platí, že současně může být využíván (zatížen břemenem) pouze jeden zdvih.

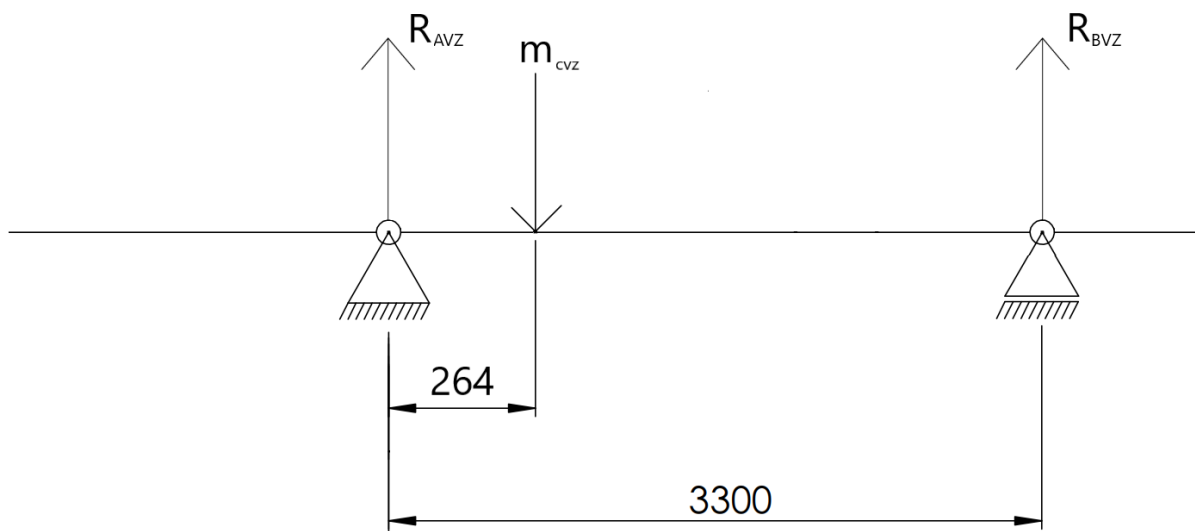
Pro výpočet reakcí bylo využito modelu sestavy v programu SolidWorks. Pro pomocný zdvih byla předdefinována hmotnost háku, která byla navýšena o hmotnost břemene, tedy 3 200 kg. Následně byla vypočítána poloha těžiště celé sestavy. Ve výpočtech je uvažována kolejce A a kolejnice B, kdy kolejnice A je kolejnice představující klopnou hranu tzn. bližší pomocnému zdvihu a kolejnice B je vzdálenější pomocnému zdvihu [19].



Obrázek 22 Znáznornění označených kolejnic A a B

Při výpočtu reakcí na kolejnici je nutné počítat s příslušnými dynamickými součiniteli pro jeřáb a břemeno. Dané součinitele lze určit pomocí ČSN EN 13001-2 [25].

POMOCNÝ ZDVIH



Obrázek 23 Schéma pozice těžiště sestavy s břemenem pomocného zdvihu

$$R_{AVZ} = (m_{dbv} \cdot \phi_2 + m_Q \cdot \phi_1) \cdot g \cdot \frac{(3300 - 276)}{3300} \quad [\text{N}] \quad (72)$$

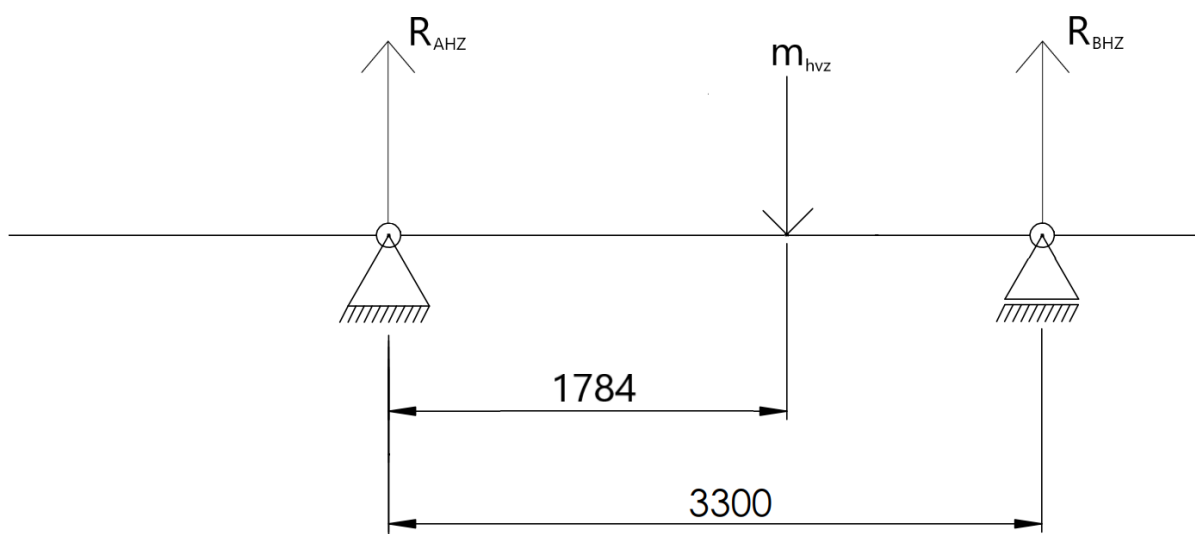
$$R_{AVZ} = (3200 \cdot 1,23 + 4971 \cdot 1,1) \cdot 9,81 \cdot \frac{(3300 - 276)}{3300} = 84494 \text{ N}$$

$$R_{BVZ} = (m_{dbv} \cdot \phi_2 + m_Q \cdot \phi_1) \cdot g \cdot \frac{276}{3300} \quad [\text{N}] \quad (73)$$

$$R_{BVZ} = (3200 \cdot 1,23 + 4971 \cdot 1,1) \cdot 9,81 \cdot \frac{276}{3300} = 7712 \text{ N}$$

kde R_{AVZ} reakce na kolejnici A, zatíženo pomocným zdvihem
 R_{BVZ} reakce na kolejnici B, zatíženo pomocným zdvihem
 m_{dbv} hmotnost břemene pomocného zdvihu
 m_Q celková hmotnost jeřábové kočky [19]
 ϕ_2 účinky zdvihání volně ležícího břemene [25]
 ϕ_1 účinky při zdvihání a gravitační účinky na působící na hmotu jeřábu [25]

HLAVNÍ ZDVIH



Obrázek 24 Schéma pozice těžiště sestavy s břemenem hlavního zdvihu

$$R_{AHZ} = (Q_{db} \cdot \phi_2 + m_Q \cdot \phi_1) \cdot g \cdot \frac{(3300 - 1784)}{3300} \quad [\text{N}] \quad (74)$$

$$R_{AHZ} = (10000 \cdot 1,23 + 4971 \cdot 1,1) \cdot 9,81 \cdot \frac{(3300 - 1784)}{3300} = 78999 \text{ N}$$

$$R_{BHZ} = (Q_{db} \cdot \phi_2 + m_Q \cdot \phi_1) \cdot g \cdot \frac{1784}{3300} \quad [\text{N}] \quad (75)$$

$$R_{BHZ} = (10000 \cdot 1,23 + 4971 \cdot 1,1) \cdot 9,81 \cdot \frac{1784}{3300} = 95147 \text{ N}$$

kde R_{AHZ} reakce na kolejnici A, zatíženo hlavním zdvihem
 R_{BHZ} reakce na kolejnici B, zatíženo hlavním zdvihem
 m_Q celková hmotnost jeřábové kočky [19]
 Q_{db} hmotnost břemene hlavního zdvihu
 ϕ_2 dynamický součinitel pro hmotnost břemene [25]
 ϕ_1 dynamický součinitel pro hmotnost jeřábové kočky [25]

K největšímu zatížení na kolejnici dojde při zatížení břemenem hlavního zdvihu, a to na kolejnici B vzdálenější pomocnému zdvihu.

5.2 KONTAKT KOLO-KOLEJNICE

Styková plocha kola s kolejnici je relativně malá v poměru k přenášenému zatížení. Je tedy nutné provést kontrolu a zvolit rozměry kola a kolejnice tak, aby nedošlo k překročení maximálního dovoleného kontaktního tlaku. Překročení maximálního dovoleného kontaktního tlaku může vést k trvalým deformacím a k odlupování kovu z povrchu stykových ploch – pittingu. Danou problematiku řeší norma ČSN EN 13001-3-3, která je založena na Hetzově tlaku na kontaktní ploše a na smykovém napětí pod plochou kontaktu kolo-kolejnice [24].

Předběžně bylo vybráno pojezdové kolo o průměru 315 mm z katalogového listu společnosti SIBRE. Dané kolo má účinnou šířku 55 mm a je vyrobeno z materiálu 42CrMo4 [23].

Parametry kolejnice nejsou zadány, proto volím předběžně kolejnici A45 dle DIN536. Tato kolejnice má rádius hlavy 400 mm a rádius boku hlavy 4 mm tzn. že užité šířky kolejnice je 37 mm. Vhodný materiál kolejnice v závislosti na materiálu pojezdového kola je dle ČSN EN 13001-3-3 ocel s označením R260Mn [24].

5.2.1 MAXIMÁLNÍ KONTAKTNÍ SÍLA

Pro určení maximální kontaktní síly jednoho kola je využito předchozí vypočtené hodnoty reakcí na kolejnici. Maximální reakce na kolejnici nastane při zatížení hlavním zdvihem a její hodnota je $R_{BHZ} = 95147 \text{ N}$. Do výpočtu je zahrnut koeficient, který zohledňuje odchylku nepřesného umístění těžiště od středu rozvoru kol.

$$F_{kMAX} = \frac{R_{BHZ}}{2} \cdot \Delta_t \quad [\text{N}] \quad (76)$$

$$F_{kMAX} = \frac{8229 \cdot 9,81}{2} \cdot 1,2 = 57088 \text{ N}$$

kde F_{kMAX} maximální kontaktní síla kolo – kolejnice
 R_{BHZ} reakce na kolejnici B, zatíženo hlavním zdvihem
 Δ_t koeficient zohledňující vychýlení těžiště od středu

5.2.2 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI

Výpočet je proveden dle ČSN EN 13001-3-3.

OVĚŘENÍ PŘÍMKOVÉHO KONTAKTU

Přestože styková plocha kola je rovná a hlava kolejnice má rádius 400 mm, je možné uvažovat přímkový kontakt, bude-li splněna následující podmínka.

$$5 \cdot b_r \leq r_k \leq 200 \cdot b_r \quad [\text{mm}] \quad (77)$$

$$5 \cdot 37 \leq 400 \leq 200 \cdot 37 \quad [\text{mm}]$$

$$185 \leq 400 \leq 7400 \rightarrow \text{podmínka splněna} \quad [\text{mm}]$$

kde b_r efektivní šířka kontaktu
 r_k poloměr hlavy kolejnice

Pro výpočet kontaktního tlaku můžeme uvažovat přímkový kontakt.

SOUČINITEL TLAKU NA HRANĚ

$$f_1 = \frac{(0,58 + 0,15 \cdot (\frac{r_3}{w_b}))}{0,7} \quad [-] \quad (78)$$

$$f_1 = \frac{(0,58 + 0,15 \cdot (\frac{4}{26,5}))}{0,7} = 0,861$$

kde r_3 poloměr zaoblení boku hlavy kolejnice
 w_b přechýlující šířka pojezdového kola bez kontaktu [24]

NÁVRHOVÁ KONTAKTNÍ SÍLA ÚNOSNOSTI

Definuje maximální možnou přenášenou sílu pro danou konfiguraci kolo – kolejnice.

$$F_{Rd.s} = \frac{(7 \cdot HB)^2}{\gamma_m} \cdot \frac{\pi \cdot D_w \cdot b_r \cdot (1 - v_{rd}^2)}{E_m} \cdot f_1 \cdot f_2 \quad [N] \quad (79)$$

$$F_{Rd.s} = \frac{(7 \cdot 225)^2}{1,1} \cdot \frac{\pi \cdot 315 \cdot 37 \cdot (1 - 0,3^2)}{210 \cdot 10^6} \cdot 0,852 \cdot 0,8 = 243,9 \text{ kN}$$

kde HB tvrdost přizpůsobená k soustavě jednotek [24]
 γ_m obecný součinitel spolehlivosti [24]
 D_w průměr pojezdového kola
 b_r efektivní šířka kontaktu
 E_m ekvivalentní modul pružnosti [24]
 v_{rd} koeficient radiální deformace (pro ocel $v_{rd} = 0,3$) [24]
 f_1 součinitel tlaku na hraně [24]
 f_2 součinitel nerovnoměrného rozložení tlaku [24]

KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI

$$F_{Rd.s} \geq F_{kMAX} \quad [kN] \quad (80)$$

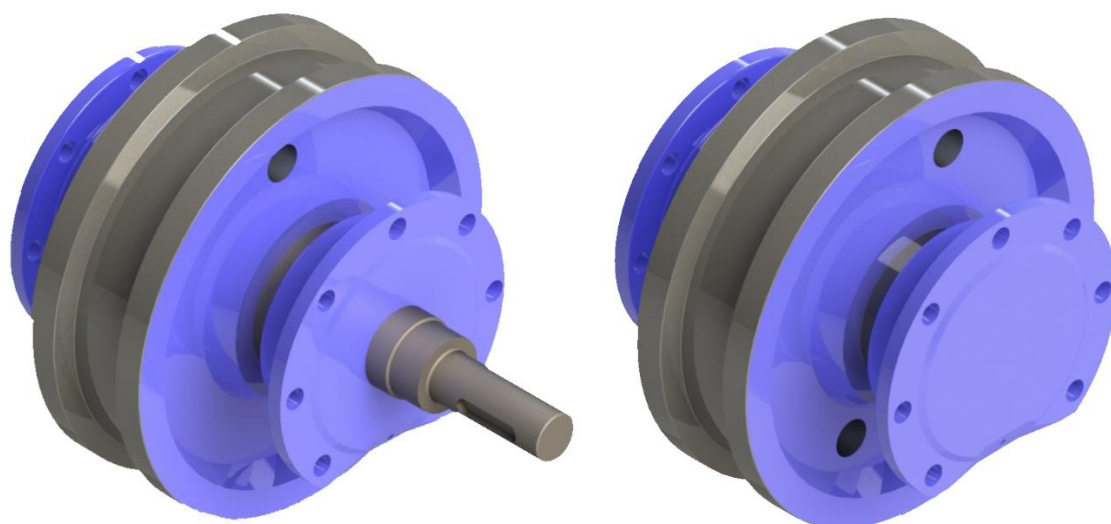
$$243,9 \geq 57,1 \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

5.2.3 PROKÁZÁNÍ DYNAMICKÉ ÚNOSNOSTI

Dynamická únosnost se dle [24] počítá na základě počtu kontaktů kola a kolejnice, pro kolo i kolejnici zvlášť. V tomto případě jeřáb manipuluje s nejtěžším břemenem v rámci jednotek cyklů ročně a s hradidly o hmotnosti 4500 kg pojíždí primárně celý jeřáb, nikoli jeřábová kočka. Kontakt kolo-kolejnice je tedy ve většině případů statický, a proto bylo základě konzultací rozhodnuto, že prokázání dynamické únosnosti není nutné počítat.

Tabulka 12 Parametry systémů pojezdu SIBRE SRAK 315 a SIBRE SRNK 315 [23]

Průměr kola	315 mm
Šířka kola	110 mm
Šířka drážky	55 mm
Průměr přípojovací hřídele hnaného kola	35 mm
Únosnost kola dle výrobce	79 kN
Hmotnost hnacího kola (SRNK)	75 kg
Hmotnost hnaného kola (SRAK)	80 kg
Ložiska	22215 SNR



Obrázek 25 Systémy pojezdových kol SIBRE SRAK 315 a SIBRE SRNK 315

5.3 POHON POJEZDU

Pohon pojezdu zahrnuje volbu motoru a převodovky. Motor pojezdového mechanismu musí být primárně kontrolován na momentovou přetížitelnost vzhledem k nepochybnému momentu motoru při konstantní rychlosti a momentu při rozběhu.

5.3.1 TAŽNÁ SÍLA ELEKTROMOTORU

$$F_T = [(m_Q + m_G) \cdot g] \cdot \left(\frac{e_{vo} + f_{\check{c}} \cdot r}{R_{pk}} + \frac{L_{rd}}{800 \cdot L_{rv}} \right) \quad [\text{N}] \quad (81)$$

$$F_T = [(4971 + 10000) \cdot 9,81] \cdot \left(\frac{0,4 + 0,015 \cdot 57,5}{157,5} + \frac{3300}{800 \cdot 1650} \right) = 1545 \text{ N}$$

kde	F_T	tažná síla elektromotoru
	m_Q	celková hmotnost jeřábové kočky [19]
	m_G	hmotnost břemene hlavního zdvihu
	e_{vo}	rameno valivého odporu [5] str.119
	f_{ξ}	součinitel čepového tření [5] str.119
	r	poloměr čepu kola
	R_{pk}	poloměr pojezdového kola
	L_{rd}	rozchod kol jeřábu
	L_{rv}	rozvor kol jeřábu

5.3.2 SÍLA VĚTRU

Při výpočtu zatížení povětrnostními vlivy se předpokládá, že vítr působí horizontálně proti směru pojezdu jeřábové kočky. Pro samotný výpočet je nutné určit plochu jeřábu na kterou vítr působí. K tomu byl využit model v softwaru SolidWorks [19]. Ve výpočtu vystupuje koeficient ε_w , který je definován jako tvarový součinitel. Ten nabývá různých hodnot v závislosti na druhu plochy a štíhlosti plochy. V tabulce 13 jsou definovány tyto součinitele s hodnotou rozměru plochy. Plocha břemene hlavního zdvihu je 4000x2000 mm a je zahrnuta v plochách konstrukčních prvcích [5].

Tabulka 13 Hodnoty tvarových součinitelů a rozměry ploch [5]

Druh plochy	Rozměr plochy A	ε_w
Konstrukční prvek - plochý	$A_1 = 8,08 \text{ m}^2$	$\varepsilon_{w1} = 1,3$
Nezakryté mechanismy jeřábové kočky	$A_2 = 1,62 \text{ m}^2$	$\varepsilon_{w2} = 1,4$
Konstrukční prvek – válcovaný profil	$A_3 = 2,01 \text{ m}^2$	$\varepsilon_{w3} = 1,6$

SÍLA VĚTRU OD PLOCHY PROTIZÁVAŽÍ

$$F_{v1} = \omega_1 \cdot \varepsilon_{w1} \cdot A_1 \quad [\text{N}] \quad (82)$$

$$F_{v1} = 150 \cdot 1,3 \cdot 8,08 = 1575,6 \text{ N}$$

kde	ω_1	tlak větru pro výpočet hnacích motorů [5] str.92
	ε_{w1}	tvarový součinitel 1
	A_1	rozměr plochy 1

SÍLA VĚTRU OD PLOCHY MECHANISMŮ

$$F_{v2} = \omega_1 \cdot \varepsilon_{w2} \cdot A_2 \quad [\text{N}] \quad (83)$$

$$F_{v2} = 150 \cdot 1,4 \cdot 1,62 = 340,2 \text{ N}$$

kde	ω_1	tlak větru pro výpočet hnacích motorů [5] str.92
	ε_{w2}	tvarový součinitel 2
	A_2	rozměr plochy 2

SÍLA VĚTRU OD PLOCHY RÁMU JEŘÁBOVÉ KOČKY

$$F_{v3} = \omega_1 \cdot \varepsilon_{w3} \cdot A_3 \quad [\text{N}] \quad (84)$$

$$F_{v3} = 150 \cdot 1,6 \cdot 2,85 = 482,4 \text{ N}$$

kde ω_1 tlak větru pro výpočet hnacích motorů [5] str.92
 ε_{w3} tvarový součinitel 3
 A_3 rozměr plochy 3

SÍLA VĚTRU OD PLOCHY BŘEMENE**CELKOVÁ SÍLA VĚTRU PŮSOBÍCÍ NA JEŘÁBOVOU KOČKU**

$$F_v = F_{v1} + F_{v2} + F_{v3} \quad [\text{N}] \quad (85)$$

$$F_v = 2363,4 + 340,2 + 482,4 = 2398,2 \text{ N}$$

kde F_{v1} síla větru od plochy protizávaží
 F_{v2} síla větru od plochy mechanismů
 F_{v3} síla větru od plochy rámu jeřábové kočky

5.3.3 VÝKON MOTORU PŘI KONSTANTNÍ POJEZDOVÉ RYCHLOSTI

Při pohybu konstantní rychlostí překonává jeřábová kočka pasivní odpory a odpor větru.

$$P_o = \frac{[(F_T + F_v) \cdot \delta + F_s] \cdot v_p}{60 \cdot \eta_{cp}} \quad [\text{W}] \quad (86)$$

$$P_o = \frac{[(1545 +) \cdot 0,8 + 0] \cdot 20}{60 \cdot 0,96} = 1095 \text{ W}$$

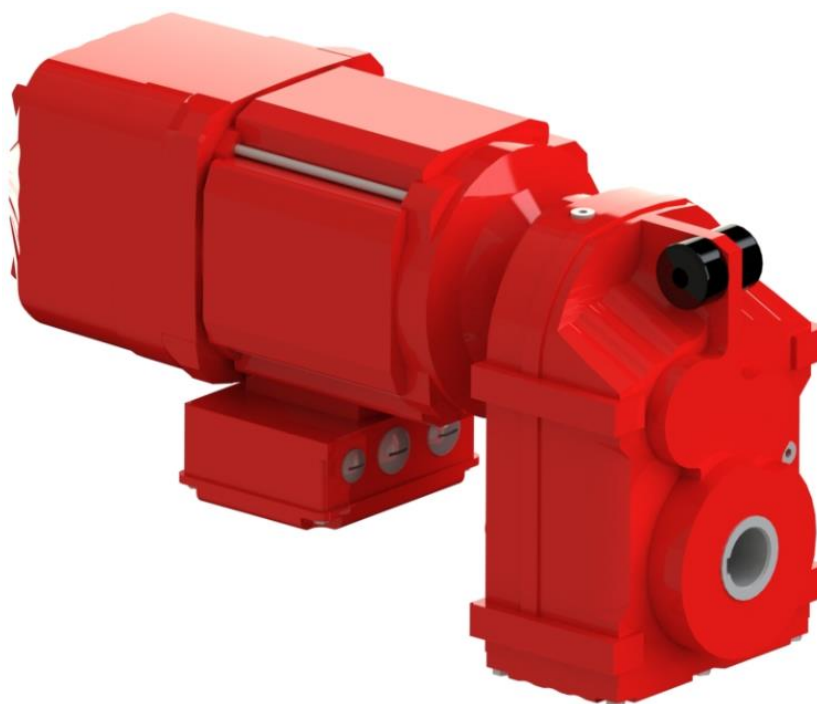
kde F_T tažná síla elektromotoru
 F_v síla větru působící na jeřábovou kočku
 δ součinitel současného působení větru i pasivních odporů [5] str. 120
 F_s síla od působení nakloněné roviny
 v_p rychlost pojezdu
 η_{cp} celková mechanická účinnost [27]

5.3.4 VOLBA POHONU POJEZDU

Poháněna jsou dvě pojezdová kola, kdy každé je vybaveno vlastní pohonnou jednotkou. Pohonná jednotka byla zvolena od výrobce SEW Eurodrive, který nabízí celky, skládající se z převodovky a motoru, pod obchodním názvem převodové motory. Elektromotor je zároveň vybaven kotoučovou, elektromagneticky ovládanou brzdou. Parametry zvoleného převodového motoru s označením FA47/GDRN90SR6BE2/TF jsou popsány v tabulce 14. Daný převodový motor je v paralelním provedení. Výstup z převodovky je zajištěn dutým hřídelem s drážkou pro pero. Uložení je řešeno letmo na hřídeli a točivý moment zachytává pružné uložení na bloku převodovky [27].

Tabulka 14 Parametry zvoleného převodového motoru [27]

Parametry převodového motoru SEW Eurodrive FA47/GDRN90SR6BE2/TF		
Výkon elektromotoru	0,55	[kW]
Otáčky	966	[s ⁻¹]
Nominální točivý moment	5,4	[N·m]
Točivý moment rozběhu	12,42	[N·m]
Moment setrvačnosti rotoru elektromotoru pojezdu	$59 \cdot 10^{-4}$	[kg · m ²]
Napájení elektromotoru	230/400-50	[V-Hz]
Brzdňý moment kotoučové brzdy	14	[N·m]
Převodový poměr převodovky	48	[-]
Účinnost převodovky	0,96	[-]
Maximální přenášený točivý moment	260	[N·m]
Celkový stupeň krytí IP	55	[-]
Celková hmotnost	40,6	[kg]



Obrázek 26 Převodový motor FA47/GDRN90SR6BE2/TF [27]

5.3.5 KONTROLA POHONU POJEZDU

SKUTEČNÁ RYCHLOST POJEZDU

$$v_{ps} = 2 \cdot \pi \cdot R_{pk} \cdot \frac{n_{mp}}{i_{ps}} \quad [\text{m/min}] \quad (87)$$

$$v_{ps} = 2 \cdot \pi \cdot 0,1575 \cdot \frac{966}{48} = 19,92 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde R_{pk} poloměr pojezdového kola
 i_{ps} převodový poměr převodovky pojezdu [27]
 n_{mp} otáčky elektromotoru pojezdu

ROZDÍL SKUTEČNÉ A ZADANÉ RYCHLOSTI POJEZDU

$$\Delta_{vp} = \frac{|v_p - v_{ps}|}{v_p} \cdot 100 \quad [\%] \quad (88)$$

$$\Delta_{vp} = \frac{|20 - 19,92|}{20} \cdot 100 = 0,42 \%$$

kde v_p zadaná rychlost pojezdu
 v_{ps} skutečná rychlost pojezdu

Rozdíl skutečné a zadané rychlosti by neměl přesáhnout 10 %. Skutečná rychlost pojezdu splňuje tuto podmínku [5].

MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ

$$M_T = F_T \cdot \frac{R_{pk}}{i_{ps} \cdot \eta_{cp}} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (89)$$

$$M_T = 1545 \cdot \frac{0,1575}{48 \cdot 0,96} = 5,28 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde F_T síla pasivních odporů
 R_{pk} poloměr pojezdového kola
 i_{ps} převodový poměr převodovky pojezdu [27]
 η_{cp} celková mechanická účinnost [27]

MOMENT SÍLY VĚTRU

$$M_v = F_v \cdot \frac{R_{pk}}{i_{ps} \cdot \eta_{cp}} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (90)$$

$$M_v = 2398,2 \cdot \frac{0,1575}{48 \cdot 0,96} = 8,197 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde F_T síla pasivních odporů
 R_{pk} poloměr pojezdového kola

i_{ps} převodový poměr převodovky pojezdu [27]
 η_{cp} celková mechanická účinnost [27]

MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL – PŘÍMOČARÝ POHYB

Při výpočtu momentu zrychlujících sil je třeba určit dobu rozběhu, která u jeřábových koček nemá přesáhnout 5 – 6 s. Volím tedy dobu rozběhu pohonu pojezdu $t_{ap} = 2$ s [5].

$$M_{zp} = (m_Q + m_G) \cdot \frac{v_p}{60 \cdot t_{ap}} \cdot \frac{R_{pk}}{i_{ps} \cdot \eta_{cp}} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (91)$$

$$M_{zp} = (4971 + 10000) \cdot \frac{20}{60 \cdot 2} \cdot \frac{0,1575}{48 \cdot 0,96} = 8,53 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde m_Q hmotnost jeřábové kočky
 m_G hmotnost břemene hlavního zdvihu
 v_p rychlost pojezdu jeřábové kočky
 t_{ap} doba rozběhu pojezdu (dle [5] str.121)
 R_{pk} poloměr pojezdového kola
 i_{ps} převodový poměr převodovky pojezdu [27]
 η_{cp} celková mechanická účinnost [27]

MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL – ROTAČNÍ POHYB

$$M_{zr} = I_{mp} \cdot \alpha_p \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mp}}{60 \cdot t_{ap}} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (92)$$

$$M_{zr} = (58,7 \cdot 10^{-4} \cdot 1,1) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 966}{60 \cdot 2} = 0,33 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde I_{mp} moment setrvačnosti rotoru elektromotoru pojezdu
 α_p součinitel pro individuální pohon pojezdových kol
 n_{mp} otáčky elektromotoru pojezdu
 t_{ap} doba rozběhu pojezdu

MOMENT ELEKTROMOTORU PŘI ROZBĚHU

$$M_{rozp} = (M_T + M_v) \cdot \delta + M_{zp} + M_{zr} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (93)$$

$$M_{rozp} = (5,28 + 8,197) \cdot 0,8 + 8,53 + 0,33 = 19,64 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde M_T moment pasivních odporů
 M_v moment síly větru
 δ součinitel současného působení větru i pasivních odporů [5] str. 120
 M_{zp} moment zrychlujících sil hmotnosti – přímočarý pohyb
 M_{zr} moment zrychlujících sil hmotnosti – rotační pohyb

Dle tabulky 14 je rozběhový moment zvoleného elektromotoru 12,42 N·m což při použití dvou elektromotorů odpovídá hodnotě 24,84 N·m. Rozběhový moment je tedy dostatečný.

KONTROLA TAŽNÉ SÍLY VZHLEDEM K ADHEZI

Tažná síla vzhledem k adhezi je maximální síla redukována na obvod pojezdových kol, kdy nedojde k prokluzu kola na kolejnici.

$$f_{ts} \cdot \left(\frac{R_{AHZ}}{2} + \frac{R_{BHZ}}{2} \right) = F_T + F_v + (m_G + m_Q) \cdot \frac{v_p}{60 \cdot t_{amin}} \quad [\text{N}] \quad (94)$$

vyjádření t_{amin}

$$t_{amin} = \frac{(m_G + m_Q) \cdot \frac{v_p}{60}}{f_{ts} \cdot \left(\frac{R_{AHZ}}{2} + \frac{R_{BHZ}}{2} \right) - (F_T + F_v)} \quad [\text{s}]$$

$$t_{amin} = \frac{(4971 + 10000) \cdot \frac{20}{60}}{0,15 \cdot \left(\frac{78999}{2} + \frac{95147}{2} \right) - (1545 + 2398,2)} = 0,55 \text{ s}$$

kde t_{amin} minimální doba rozběhu kdy nedojde k prokluzu kola na kolejnici

m_Q hmotnost jeřábové kočky

m_G hmotnost břemene hlavního zdvihu

v_p rychlost pojezdu jeřábové kočky

f_{ts} součinitel smykového tření mezi kolem a kolejnicí [7] str. 34

R_{AHZ} reakce na kolejnici A, zatíženo hlavním zdvihem

R_{BHZ} reakce na kolejnici B, zatíženo hlavním zdvihem

F_T tažná síla motoru

F_v síla větru působící na jeřábovou kočku

Protože je hodnota t_{amin} výrazně nižší, než zvolená doba rozběhu nedojde k prokluzu kola na kolejnici.

KONTROLA BRZDĚNÍ

$$F_{zp} = (m_G + m_Q) \cdot \frac{v_p}{60 \cdot t_b} \quad [\text{N}] \quad (95)$$

$$F_{zp} = (4971 + 10000) \cdot \frac{20}{60 \cdot 2} = 2495 \text{ N}$$

kde F_{zp} síla potřebná ke zpomalení hmoty v čase t_b

m_Q hmotnost jeřábové kočky

m_G hmotnost břemene hlavního zdvihu

v_p rychlost pojezdu jeřábové kočky

t_b brzdný čas pojezdu (dle [5] str.121)

BRZDNÝ MOMENT NA HŘÍDELI BRZDY

Uvažuje sílu pasivních odporů, sílu větru a sílu F_{zp} vztaženou na obvodě pojezdového kola.

$$M_b = (F_{zp} + F_v - F_T) \cdot \frac{R_{pk}}{i_{ps}} \cdot \eta_{cp} + \alpha_p \cdot I_{mp} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mp}}{t_b} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (96)$$

$$M_b = (1663 + 2398,2 - 1545) \cdot \frac{0,1575}{48} \cdot 0,96 + 1,1 \cdot 58,7 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 966}{2} = 10,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde	F_{zp}	síla potřebná ke zpomalení hmoty v čase t_b
	F_T	tažná síla elektromotoru
	F_v	síla větru působící na jeřábovou kočku
	R_{pk}	poloměr pojezdového kola
	i_{ps}	převodový poměr převodovky pojezdu [27]
	η_{cp}	celková mechanická účinnost [27]
	I_{mp}	moment setrvačnosti rotoru elektromotoru pojezdu
	α_p	součinitel pro individuální pohon pojezdových kol
	n_{mp}	otáčky elektromotoru pojezdu
	t_b	doba brzdění pojezdu

Zvolená konfigurace pohonných jednotek s kotoučovou brzdou dosahují brzdného momentu až 28 N·m, což splňuje požadavek na minimální brzdný moment.

MINIMÁLNÍ BRZDNÝ ČAS

Minimální brzdný čas, kdy nedojde k zablokování pojezdových kol.

$$f_{td} \cdot \left(\frac{R_{AHZ}}{2} + \frac{R_{BHZ}}{2} \right) = (m_G + m_Q) \cdot \frac{v_p}{60 \cdot t_{bmin}} - F_T \cdot \frac{x_1}{x} \quad [\text{N}] \quad (97)$$

vyjádření t_{bmin}

$$t_{bmin} = \frac{(m_G + m_Q) \cdot \frac{v_p}{60}}{f_{td} \cdot \left(\frac{R_{AHZ}}{2} + \frac{R_{BHZ}}{2} \right) + F_T \cdot \frac{x_1}{x}} \quad [\text{s}]$$

$$t_{bmin} = \frac{(4971 + 10000) \cdot \frac{20}{60}}{0,1 \cdot \left(\frac{78999}{2} + \frac{95147}{2} \right) - 1545 \cdot \frac{2}{4}} = 0,53 \text{ s}$$

kde	t_{bmin}	minimální doba brzdění kdy nedojde k prokluzu kola na kolejnici
	m_Q	hmotnost jeřábové kočky
	m_G	hmotnost břemene hlavního zdvihu
	v_p	rychlost pojezdu jeřábové kočky
	f_{td}	dynamický součinitel smykového tření mezi kolem a kolejnici [7] str. 34
	R_{AHZ}	reakce na kolejnici A, zatíženo hlavním zdvihem
	R_{BHZ}	reakce na kolejnici B, zatíženo hlavním zdvihem
	F_T	tažná síla elektromotoru

Protože je hodnota t_{bmin} výrazně nižší, než zvolená doba rozběhu nedojde k prokluzu kola na kolejnici.

ZRYCHLENÍ MECHANISMU POJEZDU

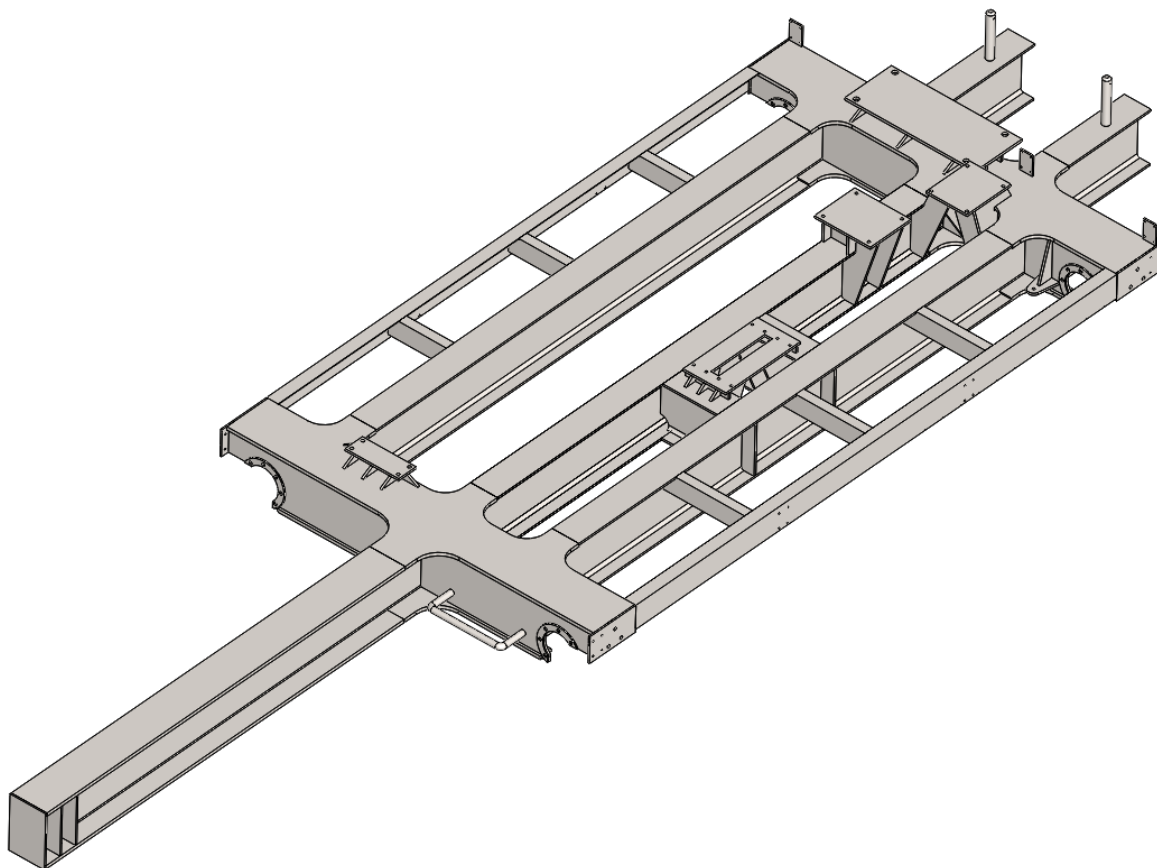
$$a_{bs} = \frac{v_{sk}}{60 \cdot t_{ap}} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (98)$$

$$a_{bs} = \frac{20}{60 \cdot 2} = 0,17 \, m \cdot s^{-2}$$

kde a_{bs} zrychlení mechanismu pojezdu
 v_{sk} skutečná rychlost pojezdu
 t_{ap} doba rozběhu pojezdu

6 RÁM JEŘÁBOVÉ KOČKY

Součástí kontroly rámu jeřábové kočky je určení návrhové únosnosti materiálu a určení zatěžovacích stavů. Pro celkové určení zatěžovacích stavů je nutné určit příslušné koeficienty bezpečnosti a dynamické koeficienty. K tomu bude použita norma ČSN EN 13001-2, která se zabývá danou problematikou. Následně bude provedena analýza MKP pomocí softwaru MSC Apex [25][28].



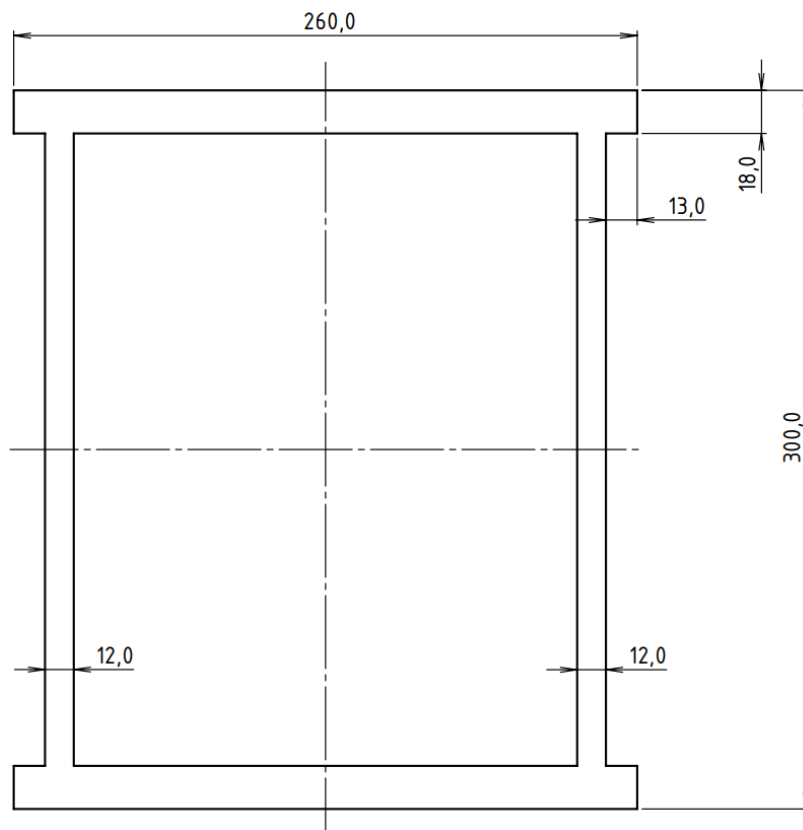
Obrázek 27 Rám jeřábové kočky

6.1 POPIS NAVRŽENÉHO RÁMU

Navržený rám jeřábové kočky je svařenec ze 4 základních prvků. Skříňové nosníky, IPE profily, nosník výložníku a stolice pro uložení jednotlivých komponent zdvihu a pojezdu. Další použité prvky jsou použity pro konstrukci podlahy, zábradlí apod. Jsou to profily průřezu L, ploché profily, trubky a tyče. Materiálem je ocel s označením S355.

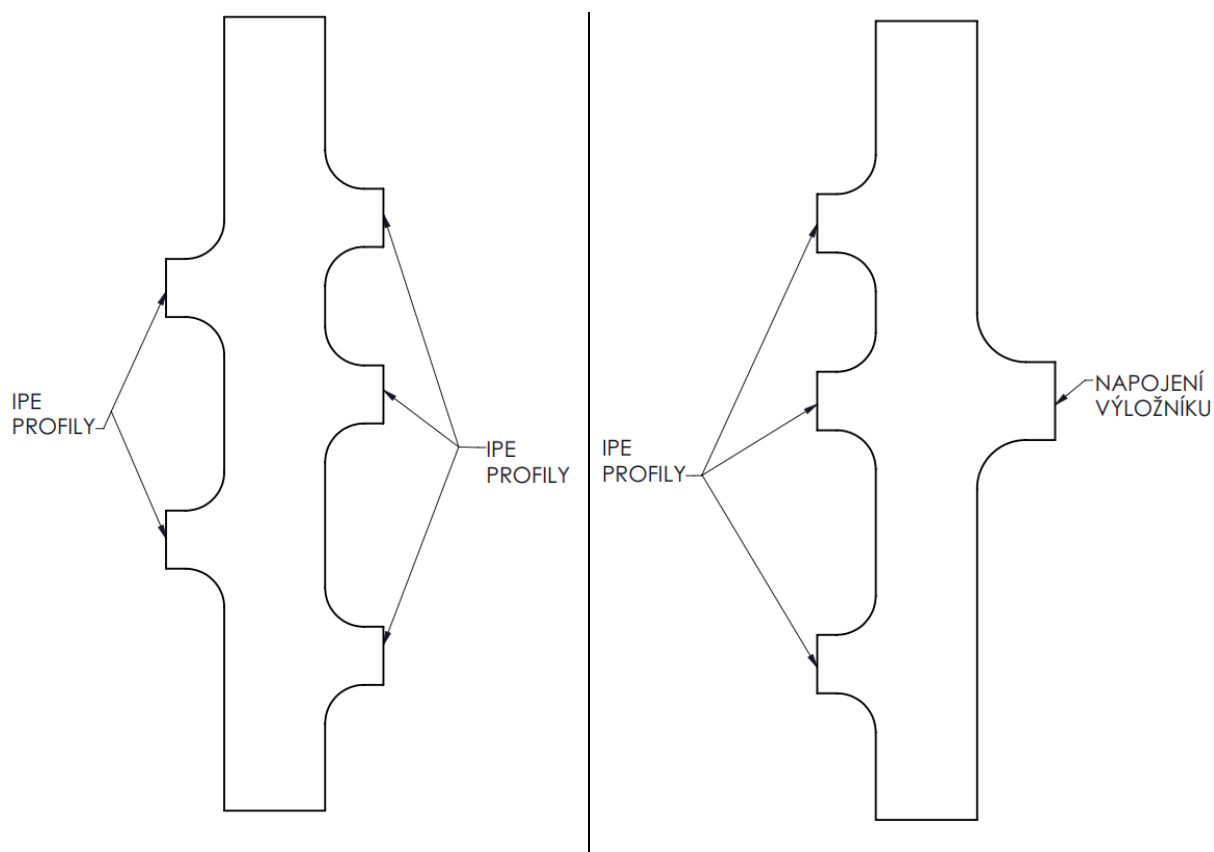
SKŘÍŇOVÉ NOSNÍKY

Skříňové nosníky tvoří příčnický rámu. Jsou svařeny z horní a dolní pásnice a bočnic. Bočnice jsou vypáleny z plechu o tloušťce 12mm. Horní a dolní pásnice jsou z plechu o tloušťce 18mm viz obr. 25.



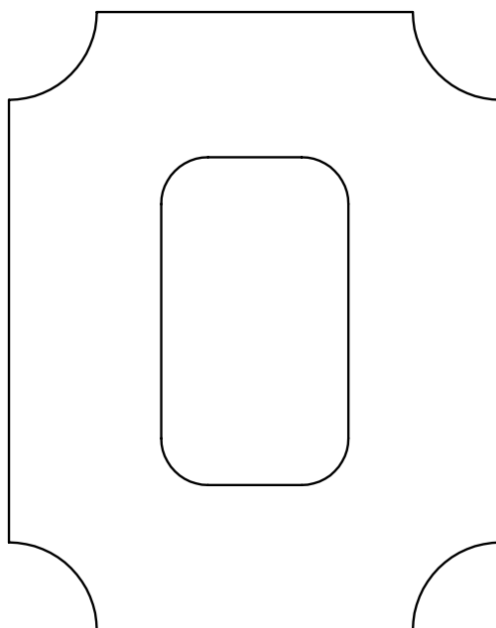
Obrázek 28 Profil průřezu skříňového nosníku

Tvar pásnic je vhodně upraven pro napojení podélných profilů IPE a profilu výložníku viz obr. 26. Napojení je vytvořeno pro eliminaci napěťových špiček v případných rozích spoje, které jsou tvořeny rádiusy. Dále je dosaženo vhodnějšího přenosu napětí v krajních vláknech z podélníku na pásnici skříňového nosníku.



Obrázek 29 Tvar pásnic skříňových nosníků

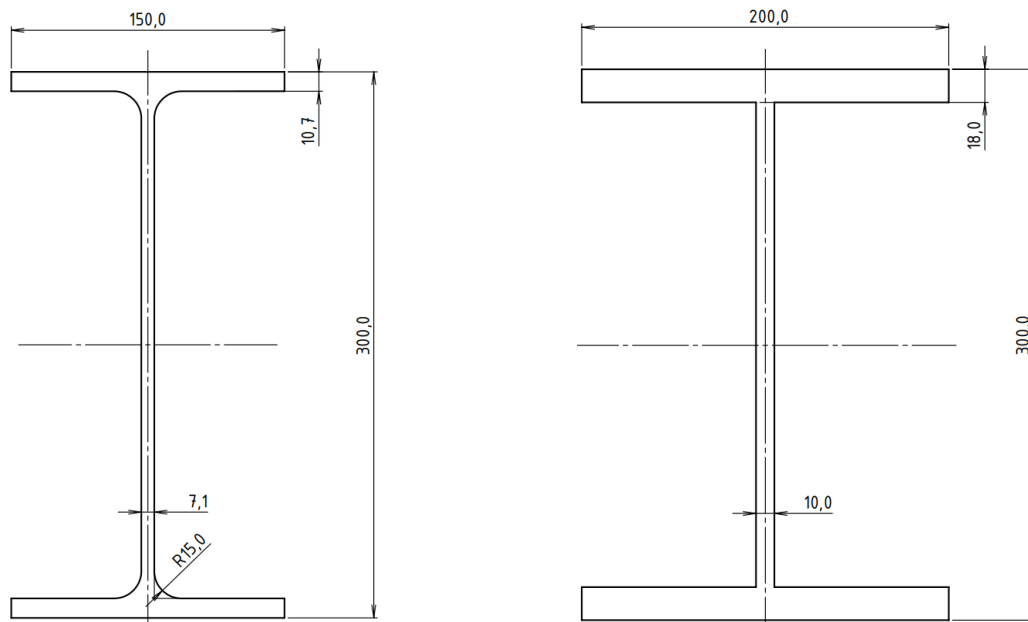
V oblasti napojení podélných profilů jsou uvnitř skříňových nosníků výztuhy v podobě žeber vypálených z plechu. Celkem je použito 8 žeber, kdy 7 žeber je o tloušťce 12mm a jedno žebro je tloušťky 18mm. Žebro o tloušťce 18mm je použito v oblasti napojení výložníku pomocného zdvihu, kde při zatížení pomocného zdvihu vzniká značné napětí a roste riziko boulení stěn.



Obrázek 30 Tvar výztuhy skříňového nosníku

I PROFILY

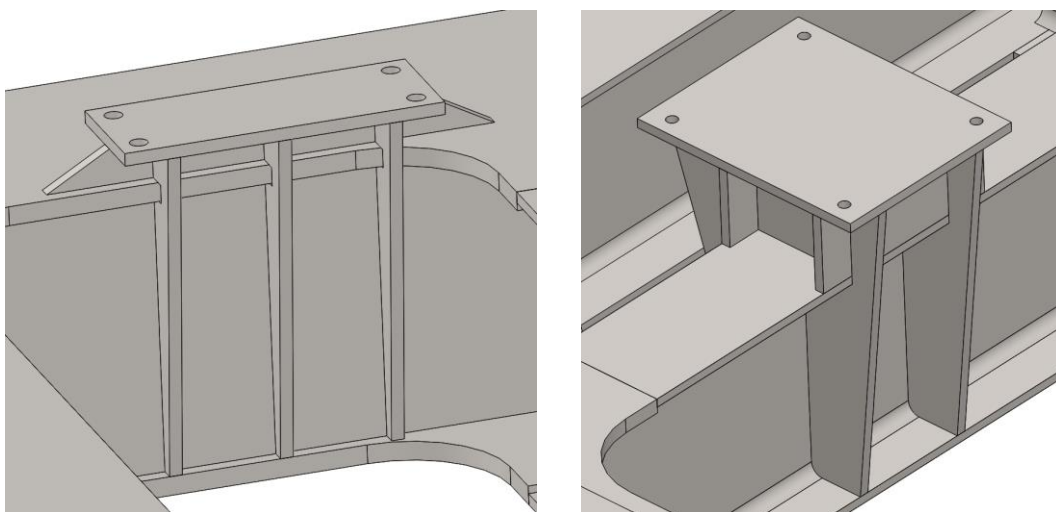
I profily jsou použity v podobě profilů IPE 300 a profilu svařeného z plechů. Profily IPE tvoří podélníky mezi skříňovými nosníky, podélníky pro uložení protizávaží a dva krátké příčné v oblasti uložení vyrovnávací kladky. Svařenec výložníku má rozměr 300x200, kdy pásnice mají tloušťku 18mm a stojna 10mm viz obr. 28.



Obrázek 31 I profily

STOLICE PRO ULOŽENÍ KOMPONENT

Stolice slouží pro uložení komponent zdvihu a pojezdu do požadované polohy. Komponenty jsou se stolicemi spojeny šroubovými spoji. Stolice musí zajistit bezpečný přenos zatížení na nosníky, aniž by vytvářeli výrazné koncentrátoři napětí. Každá stolice je vytvořena z daného počtu částí, které jsou vypáleny z plechu a následně spojeny svarovým spojem. V tomto případě se jedná o stolice pro uložení držáku čepu lanového bubnu, převodovky, brzdíče, elektromotoru a vyrovnávací kladky. Jednotlivé stolice je možné vidět na obrázku 24 výše.



Obrázek 32 Příklady konstrukce stolic – stolice ložiska lanového bubnu a brzdíče

6.2 NÁVRHOVÁ NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI

Návrhová napětí únosnosti se počítá pro daný materiál o známé tloušťce pro normálová a smyková napětí. Pro navrženou konstrukci jsou převážně použity ocelové plechy do tloušťky 16 mm, jen horní a dolní pásnice skříňových nosníků a nosníku mechanismu pomocného zdvihu mají tloušťku 18 mm.

6.2.1 NORMÁLOVÁ NAPĚTÍ

DO TLOUŠŤKY 16 MM

$$f_{Rd\sigma 1} = \frac{f_{y1}}{\gamma_m \cdot \gamma_{sm}} \quad [\text{MPa}] \quad (99)$$

$$f_{Rd\sigma 1} = \frac{355}{1,1 \cdot 1} = 322,7 \text{ MPa}$$

kde $f_{Rd\sigma 1}$ návrhové napětí únosnosti pro normálová napětí a tloušťku do 16 mm
 f_{y1} hodnota meze kluzu pro tloušťku do 16 mm dle [28] tab.2
 γ_m obecný součinitel bezpečnosti [28]
 γ_{sm} dílčí součinitel bezpečnosti [28]

NAD TLOUŠŤKU 16 MM

$$f_{Rd\sigma 2} = \frac{f_{y2}}{\gamma_m \cdot \gamma_{sm}} \quad [\text{MPa}] \quad (100)$$

$$f_{Rd\sigma 2} = \frac{345}{1,1 \cdot 1} = 313,6 \text{ MPa}$$

kde $f_{Rd\sigma 2}$ návrhové napětí únosnosti pro normálová napětí a tloušťku nad 16 mm
 f_{y2} hodnota meze kluzu pro tloušťku nad 16 mm dle [28] tab.2
 γ_m obecný součinitel bezpečnosti [28]
 γ_{sm} dílčí součinitel bezpečnosti [28]

6.2.2 SMYKOVÁ NAPĚTÍ

DO TLOUŠŤKY 16 MM

$$f_{Rd\tau 1} = \frac{f_{y1}}{\gamma_m \cdot \gamma_{sm} \cdot \sqrt{3}} \quad [\text{MPa}] \quad (101)$$

$$f_{Rd\tau 1} = \frac{355}{1,1 \cdot 1 \cdot \sqrt{3}} = 186,3 \text{ MPa}$$

kde $f_{Rd\tau 1}$ návrhové napětí únosnosti pro smyková napětí a tloušťku do 16 mm
 f_{y1} hodnota meze kluzu pro tloušťku do 16 mm dle [28] tab.2
 γ_m obecný součinitel bezpečnosti [28]
 γ_{sm} dílčí součinitel bezpečnosti [28]

NAD TLOUŠŤKU 16 mm

$$f_{Rd\tau 2} = \frac{f_{y2}}{\gamma_m \cdot \gamma_{sm} \cdot \sqrt{3}} \quad [\text{MPa}] \quad (102)$$

$$f_{Rd\tau 2} = \frac{345}{1,1 \cdot 1 \cdot \sqrt{3}} = 181 \text{ MPa}$$

kde $f_{Rd\sigma 2}$ návrhové napětí únosnosti pro smyková napětí a tloušťku nad 16 mm
 f_{y2} hodnota meze kluzu pro tloušťku nad 16 mm dle [28] tab.2
 γ_m obecný součinitel bezpečnosti [28]
 γ_{sm} dílčí součinitel bezpečnosti [28]

6.3 SOUČinitele zatížení

Zatížení působící na jeřábovou kočku jsou dle ČSN EN 13001-2 rozděleny na A-pravidelná, B-občasná a C-výjimečná. Každý jeřáb může být vystaven jiným zatížením z výše uvedených skupin.

6.3.1 DYNAMICKÉ SOUČinitele**ÚČINKY PŘI ZDVIHÁNÍ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY NA PŮSOBÍCÍ NA HMOTU JEŘÁBU**

Jsou vyvolány zdviháním břemene ze země, nebo uvolněním břemene, nebo jeho části, kdy dojde k vybuzení kmitání. Tohle kmitání je zohledněno koeficientem ϕ_1 jako účinek zatížení hmotností jeřábu a jeho částí.

$$\phi_1 = 1 + \delta_1 \quad [-] \quad (103)$$

$$\phi_1 = 1 + 0,1 = 1,1$$

kde δ_1 součinitel pro výpočet ϕ_1 [25]

ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENE

Při zdvihání volně ležícího břemene dojde k vyvození dynamického zatížení při převzetí břemene jeřábem od podložky. Pro určení některých koeficientů je třeba určit třídu tuhosti a třídu pohonu zdvihu. Třída tuhosti se určuje měřením nebo výpočtem. Zde je uvažována jako nejméně příznivá, tedy HC4. Třída pohonu zdvihu pro zdvih s frekvenčním měničem odpovídá třídě HD4.

Pro kombinace **A** a **B**:

$$\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 \cdot 0,5 \cdot \frac{v_h}{60} \quad [-] \quad (104)$$

$$\phi_2 = 1,2 + 0,68 \cdot 0,5 \cdot \frac{2,5}{60} = 1,214$$

kde ϕ_{2min} minimální velikost ϕ_2 dle [25] tab. 4
 β_2 součinitel závislý na třídě tuhosti dle [25] tab. 2
 v_h charakteristická zdvihová rychlost břemene

Pro kombinaci C:

$$\phi_{2c} = \phi_{2min} + \beta_2 \cdot \frac{v_h}{60} \quad [-] \quad (105)$$

$$\phi_{2c} = 1,2 + 0,68 \cdot \frac{2,5}{60} = 1,23$$

kde ϕ_{2min} minimální velikost ϕ_2 dle [25] tab. 4
 β_2 součinitel závislý na třídě tuhosti dle [25] tab. 2
 v_h charakteristická zdvihová rychlost břemene

NÁHLÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI BŘEMENE ZDVIHU

Je typické pro jeřáby s drapákem, nebo magnetem. V tomto případě daná situace nenastane, proto $\phi_3 = 1$.

ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ POJEZDEM PO NEROVNÉM POVRCHU

Může nastat v případě kdy je jeřábová dráha složena z více kolejnic, které mají mezi sebou dilatační mezery, nebo je ve spoji schod. Navyšuje gravitační účinky sil hmotnosti jeřábu a břemene zdvihu. V tomto případě jsou spoje kolejnic řešeny svarovým spojem a následným zabroušením hlavy kolejnice, proto $\phi_4 = 1$.

ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ ZRYCHLENÍM POHONŮ

Uvažuje zatížení vznikající zrychlením nebo brzděním. Břemeno je uvažováno jako pevně spojené s koncem výložníku nebo bezprostředně pod rámem jeřábové kočky. Daný součinitel je možné určit z tabulek ČSN EN 15001+A1 str.20 tab.3 a 4, nejsou-li k dispozici přesnější součinitele z výpočtu elastického modelu nebo z měření.

Pro mechanismus pojezdu $\phi_{5p} = 1,2$.

Pro mechanismus zdvihu $\phi_{5z} = 1,05$.

ZATÍŽENÍ ZKUŠEBNÍM BŘEMENEM

Uvažuje se pro statické a dynamické zkoušky. Pro statické zkoušky se uvažuje 125% maximální jmenovité hmotnosti břemene. Pro dynamické zkoušky se uvažuje 110% maximální jmenovité hmotnosti břemene [25].

Pro statické zkoušky: $\phi_{6s} = 1$.

Pro dynamické zkoušky:

$$\phi_{6d} = 0,5 \cdot (1 + \phi_2) \quad [-] \quad (106)$$

$$\phi_{6d} = 0,5 \cdot (1 + 1,214) = 1,11$$

kde ϕ_2 účinky zdvihání volně ležícího břemene

ZATÍŽENÍ PŮSOBENÍM SILAMI NA NÁRAZNÍKY

Ačkoliv by ke kolizi s nárazníky v plné rychlosti pojezdu nemělo dojít, je nutné brát i tuto výjimečnou událost v úvahu. Dynamický koeficient sil na nárazníky se liší dle charakteristiky nárazníku. Ta může být lineární, nebo obdélníková. V tomto případě je uvažována lineární charakteristika. Tlumiče jsou navíc dimenzovány tak aby zpomalení nepřesáhlo nevyšší hodnotu pro rozjezd, nebo brzdění.

Pro lineární charakteristiku $\phi_7 = 1,25$.

6.3.2 SOUČinitele BEZPEČNOSTI

Zatížení působící na rám jeřábové kočky je nutné navýšit o koeficient bezpečnosti. Ten se liší dle konkrétního zatěžovacího stavu a konkrétního zatížení dle tab.12a na str. 34 normy ČSN EN 13001-2. Jednotlivé součinitele jsou vypsány v tabulce 15. Pro prokázání únavové pevnosti se všechny součinitele bezpečnosti volí $\gamma_p = 1$ [25].

Tabulka 15 Součinitele bezpečnosti

Zatížení	Kombinace A	Kombinace B	Kombinace C
Hmotnost jeřábu	$\gamma_{p1} = 1,22$	$\gamma_{p3} = 1,16$	$\gamma_{p5} = 1,1$
Hmotnost břemene zdvihu	$\gamma_{p2} = 1,34$	$\gamma_{p4} = 1,22$	$\gamma_{p5} = 1,1$
Pojezd po nerovném povrchu	$\gamma_{p1} = 1,22$	$\gamma_{p3} = 1,16$	-
Účinky zrychlení pohonů	$\gamma_{p2} = 1,34$	$\gamma_{p4} = 1,22$	$\gamma_{p5} = 1,1$
Zatížení větrem	-	$\gamma_{p4} = 1,22$	$\gamma_{p3} = 1,16$
Příčení	-	$\gamma_{p3} = 1,16$	-
Zatížení při zkouškách	-	-	$\gamma_{p5} = 1,1$
Síly na nárazníky	-	-	$\gamma_{p5} = 1,1$

6.4 ZATÍŽENÍ JEŘÁBOVÉ KOČKY

Před samotnou analýzou je třeba definovat jednotlivá zatížení, která na rám jeřábové kočky působí. Zatížení mohou být pro přehlednost rozdělena na zatížení od hmotnosti a zatížení od zrychlení. V této kapitole jsou zohledněna všechna zatížení, která bylo možné získat z dostupných vstupních informací.

6.4.1 HMOTNOST JEŘÁBU

Hmotnost jeřábu, v tomto případě hmotnost jeřábové kočky, zahrnuje hmotnost rámu jeřábové kočky, mechanismu hlavního a pomocného zdvihu bez břemen, upevňovací stolice a závaží. Tato hmotnost nezahrnuje hmotnost pojezdových kol [25].

$$Z_1 = (m_{RK} + m_Z + m_{MZ} + m_P) \cdot g \quad [\text{N}] \quad (107)$$

$$Z_1 = (1989 + 1001 + 1721 + 160) \cdot 9,81 = 47788 \text{ N}$$

kde m_{RK} hmotnost rámu jeřábové kočky
 m_Z hmotnost závaží
 m_{MZ} hmotnost mechanismu hlavního zdvihu
 m_P hmotnost mechanismu pomocného zdvihu

6.4.2 HMOTNOST BŘEMENE

HLAVNÍ ZDVIH

Toto zatížení zahrnuje celkovou hmotnost břemene, která je řešena v kapitole 3.1.2. Je zde zahrnuta hmotnost dočasného břemene a hmotnost stálého břemene v podobě kladnice s hákem.

$$Z_{2h} = (Q_{sb} + Q_{db}) \cdot g \quad [\text{N}] \quad (108)$$

$$Z_{2h} = (399 + 10000) \cdot 9,81 = 102014 \text{ N}$$

kde Q_{db} hmotnost dočasného břemene
 Q_{sb} hmotnost stálého břemene

POMOCNÝ ZDVIH

$$Z_{2p} = m_{bvz} \cdot g \quad [\text{N}] \quad (109)$$

$$Z_{2p} = 3200 \cdot 9,81 = 31392 \text{ N}$$

kde m_{dbv} hmotnost břemene pomocného zdvihu

6.4.3 ÚČINKY ZRYCHLENÍ OD POHONŮ

Je uvažováno buď jako pouze zrychlení od pohonu pojezdu, nebo v kombinaci s pohonem zdvihu.

POHON ZDVIHU SE NEUVAŽUJE

Zrychlení od pohonu pojezdu bylo řešeno v kapitole 5.3.5 a dosahuje hodnoty $Z_3 = 0,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

VŠECHNY POHYBY

Zde jsou zahrnuty navíc zrychlení zdvihu. Protože tato jeřábová kočka disponuje hlavním a pomocným zdvihem, je nutné uvažovat obě zrychlení.

Hlavní zdvih dle kapitoly 3.4.2 je $Z_{4h} = 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

Pomocný zdvih dle výrobce [21] je $Z_{4p} = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

6.4.4 ZATÍŽENÍ VĚTREM

Zatížení větrem bylo řešeno v kapitole 5.3.2 a dosahuje hodnoty $Z_5 = 1039,8 \text{ N}$.

6.4.5 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH

Zkoušky mohou být dynamické, nebo statické. Rozdíl je v použitém dynamickém součiniteli a navýšení jmenovité hmotnosti břemene. Pro statickou zkoušku je hmotnost břemene navýšena na 125% jmenovité hmotnosti břemene a pro dynamickou zkoušku je hmotnost břemene navýšena na 110% jmenovité hmotnosti břemene doplněná dynamickým koeficientem.

DYNAMICKÉ ZKOUŠKY

Pro břemeno hlavního zdvihu:

$$Z_{6hd} = 1,1 \cdot m_G \cdot g \quad [\text{N}] \quad (110)$$

$$Z_{6hd} = 1,1 \cdot 10000 \cdot 9,81 = 107910 \text{ N}$$

kde m_G hmotnost břemene hlavního zdvihu

pro břemeno pomocného zdvihu:

$$Z_{6pd} = 1,1 \cdot m_{bvz} \cdot g \quad [\text{N}] \quad (111)$$

$$Z_{6pd} = 1,1 \cdot 3200 \cdot 9,81 = 34531 \text{ N}$$

kde m_{dbv} hmotnost břemene pomocného zdvihu

STATICKE ZKOUŠKY

Pro břemeno hlavního zdvihu:

$$Z_{6hs} = 1,25 \cdot m_G \cdot g \quad [\text{N}] \quad (112)$$

$$Z_{6hs} = 1,25 \cdot 10000 \cdot 9,81 = 122625 \text{ N}$$

kde m_G hmotnost břemene hlavního zdvihu

pro břemeno pomocného zdvihu:

$$Z_{6ps} = 1,25 \cdot m_{bvz} \cdot g \quad [\text{N}] \quad (113)$$

$$Z_{6ps} = 1,25 \cdot 3200 \cdot 9,81 = 39240 \text{ N}$$

kde m_{dbv} hmotnost břemene pomocného zdvihu

6.4.6 SÍLY NA NÁRAZNÍKY

Pro výpočet sil na nárazníky se používá $0,7 \div 1$ násobek jmenovité rychlosti pojezdu. Zavěšené břemeno se ve výpočtu neuvažuje, neboť při nárazu dojde k vykývnutí břemene a reakce se přenáší až po nárazu (bod zvratu výkyvu). Nárazníky jsou konstruovány tak aby zpomalení při nárazu nepřekonal zpomalení/zrychlení způsobující systém pojezdu při akceleraci, nebo brzdění.

$$Z_7 = (0,7 \div 1) \cdot a_{bs} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (114)$$

$$Z_7 = 1 \cdot 0,17 = 0,17 m \cdot s^{-2}$$

kde a_{bs} zrychlení mechanismu pojezdu

6.4.7 SÍLY OD PŘÍČENÍ

Zatížení od příčení se projevuje na vodících prostředcích jeřábové kočky.

ÚHEL PŘÍČENÍ OD VŮLE DRÁHY

$$\alpha_g = \frac{s_{gmin}}{L_{rv}} \quad [rad] \quad (115)$$

$$\alpha_g = \frac{4}{1650} = 0,0024 rad$$

kde s_{gmin} minimální vůle dráhy k vodícím prostředkům dle [25] tab.6
 L_{rv} rozvor kol jeřábu

ÚHEL PŘÍČENÍ OD OPOTŘEBOVÁNÍ

$$\alpha_w = 0,1 \cdot \frac{B_r}{L_{rv}} \quad [rad] \quad (116)$$

$$\alpha_w = 0,1 \cdot \frac{45}{1650} = 0,00273 rad$$

kde B_r šířka hlavy kolejnice
 L_{rv} rozvor kol jeřábu

ÚHEL PŘÍČENÍ

$$\alpha_c = \alpha_g + \alpha_t + \alpha_w \quad [rad] \quad (117)$$

$$\alpha_c = 0,0024 + 0,0001 + 0,00273 = 0,0062 rad$$

kde α_g úhel příčení od vůle dráhy
 α_t úhel vztažený k toleranci a přímosti dle [25] tab.6
 α_w úhel od opotřebování

SOUČINITEL TŘENÍ ODVALUJÍCÍHO SE KOLA

$$f_t = u_o \cdot (1 - e^{(-250 \cdot \alpha_c)}) \quad [-] \quad (118)$$

$$f_t = 0,2 \cdot (1 - e^{(-250 \cdot 0,0062)}) = 0,157$$

kde u_o součinitel pro nečištěné kolejnice dle [25] str.22
 α_c úhel příčení [rad]

KOEFICIENT PRO ULOŽENÍ KOLA

Kola jsou uložena způsobem F-F dle [25] obr.9.

$$\vartheta = 1 - \sum d_L \cdot l \cdot n \cdot h \quad [-] \quad (119)$$

$$\vartheta = 1 - 0 = 1$$

kde d_L vzdálenost párů kol od vodícího prostředku – pro kola s nákolkem $d_l = 0$
 l rozpětí jeřábu
 n počet kol na každé straně jeřábové dráhy
 h vzdálenost mezi okamžitým pólem a vodícím prostředkem

SÍLA OD PŘÍČENÍ – HLAVNÍ ZDVIH

$$F_{ph} = \vartheta \cdot f_t \cdot (m_Q \cdot m_G) \cdot g \quad [N] \quad (120)$$

$$F_{ph} = 1 \cdot 0,157 \cdot (4971 + 10000) \cdot 9,81 = 24064 \text{ N}$$

kde m_Q hmotnost jeřábové kočky
 m_G hmotnost břemene hlavního zdvihu
 ϑ koeficient pro uložení kola F-F dle [25] obr.9
 f_t součinitel tření odvalujícího se kola

V kombinacích zatížení je uvažováno $F_{ph} = Z_{8h}$.

SÍLA OD PŘÍČENÍ – POMOCNÝ ZDVIH

$$F_{pp} = \vartheta \cdot f_t \cdot (m_Q \cdot m_{bvz}) \cdot g \quad [N] \quad (121)$$

$$F_{pp} = 1 \cdot 0,157 \cdot (4971 + 10000) \cdot 9,81 = 12588 \text{ N}$$

kde m_Q hmotnost jeřábové kočky
 m_{dbv} hmotnost břemene pomocného zdvihu
 ϑ koeficient pro uložení kola
 f_t součinitel tření odvalujícího se kola

V kombinacích zatížení je uvažováno $F_{pp} = Z_{8p}$.

6.5 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Podle metody mezních stavů se musí jednotlivé účinky zatížení vynásobit dílčími součiniteli bezpečnosti a podle specifických kombinací aplikovat ve výpočtu prokázání způsobilosti. Dané kombinace jsou uvedeny v normě [25] tabulka 12a. Některé kombinace se mohou týkat pouze specifických jeřábu a některé kombinace obsahují vlivy, které nebylo možné z dostupných dat získat, nebo by vedli k odhadování koeficientů a dalších dat.

6.5.1 KOMBINACE PRO HLAVNÍ ZDVIH

KOMBINACE A1

$$A_{1H} = Z_1 \cdot \gamma_{p1} \cdot \emptyset_1 + Z_{2h} \cdot \gamma_{p2} \cdot \emptyset_2 + Z_3 \cdot \gamma_{p2} \cdot \emptyset_{5p} \quad [-] \quad (122)$$

$$A_{1H} = Z_1 \cdot 1,22 \cdot 1,1 + Z_{2h} \cdot 1,34 \cdot 1,214 + Z_3 \cdot 1,34 \cdot 1,2$$

$$A_{1H} = Z_1 \cdot 1,342 + Z_{2h} \cdot 1,63 + Z_3 \cdot 1,61$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p1}	součinitel bezpečnosti 1 dle tabulky 15
	\emptyset_1	dynamický součinitel hmoty jeřábu
	Z_{2h}	účinky od hmotnosti břemene hlavního zdvihu
	γ_{p2}	součinitel bezpečnosti 2 dle tabulky 15
	\emptyset_2	dynamický součinitel zdvihání volně ležícího břemene (A a B)
	Z_3	účinky od pohonu pojezdu
	\emptyset_{5p}	dynamický součinitel zrychlení pohonu pojezdu

KOMBINACE A2

Kombinace A2 zahrnuje stejné účinky jako kombinace A1 s tím rozdílem, že dynamický koeficient pro účinky od hmotnosti břemene se mění z \emptyset_2 na \emptyset_3 . Jeho hodnota je tedy snížena na hodnotu 1. Celkové zatížení bude tedy nižší, a proto tahle kombinace nebude zohledněna.

KOMBINACE A3

$$A_{3H} = Z_1 \cdot \gamma_{p1} + Z_{2h} \cdot \gamma_{p2} + Z_3 \cdot \gamma_{p2} \cdot \emptyset_{5p} + Z_{4h} \cdot \gamma_{p2} \cdot \emptyset_{5z} \quad [-] \quad (123)$$

$$A_{3H} = Z_1 \cdot 1,22 + Z_{2h} \cdot 1,34 + Z_3 \cdot 1,22 \cdot 1,2 + Z_{4h} \cdot 1,22 \cdot 1,05$$

$$A_{3H} = Z_1 \cdot 1,22 + Z_{2h} \cdot 1,34 + Z_3 \cdot 1,46 + Z_{4h} \cdot 1,28$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p1}	součinitel bezpečnosti 1 dle tabulky 15
	\emptyset_1	dynamický součinitel hmoty jeřábu
	Z_{2h}	účinky od hmotnosti břemene hlavního zdvihu
	γ_{p2}	součinitel bezpečnosti 2 dle tabulky 15
	\emptyset_2	dynamický součinitel zdvihání volně ležícího břemene (A a B)
	Z_3	účinky od pohonu pojezdu
	\emptyset_{5p}	dynamický součinitel zrychlení pohonu pojezdu
	Z_{4h}	účinky pohonu hlavního zdvihu
	\emptyset_{5z}	dynamický součinitel zrychlení pohonu zdvihu

KOMBINACE A4

Tato kombinace zahrnuje účinky od pojezdu po nerovném povrchu, které však nejsou navýšeny dynamickým koeficientem, protože bude kolejnice svařovaná a zabroušena. Celkové zatížení bude tedy nižší, a proto tahle kombinace nebude zohledněna.

KOMBINACE B1

$$B_{1H} = Z_1 \cdot \gamma_{p3} \cdot \emptyset_1 + Z_{2h} \cdot \gamma_{p4} \cdot \emptyset_2 + Z_3 \cdot \gamma_{p4} \cdot \emptyset_{5p} + Z_5 \cdot \gamma_{p4} \quad [-] \quad (124)$$

$$B_{1H} = Z_1 \cdot 1,16 \cdot 1,1 + Z_{2h} \cdot 1,22 \cdot 1,214 + Z_3 \cdot 1,16 \cdot 1,2 + Z_5 \cdot 1,22$$

$$B_{1H} = Z_1 \cdot 1,28 + Z_2 \cdot 1,48 + Z_3 \cdot 1,61 + Z_{4h} \cdot 1,39 + Z_5 \cdot 1,22$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p3}	součinitel bezpečnosti 3 dle tabulky 15
	\emptyset_1	dynamický součinitel hmoty jeřábu
	Z_{2h}	účinky od hmotnosti břemene hlavního zdvihu
	γ_{p4}	součinitel bezpečnosti 4 dle tabulky 15
	\emptyset_2	dynamický součinitel zdvihání volně ležícího břemene (A a B)
	Z_3	účinky od pohonu pojezdu
	\emptyset_{5p}	dynamický součinitel zrychlení pohonu pojezdu
	Z_5	účinky od působení větru

KOMBINACE B3

$$B_{3H} = Z_1 \cdot \gamma_{p3} + Z_{2h} \cdot \gamma_{p4} + Z_3 \cdot \gamma_{p4} \cdot \emptyset_{5p} + Z_{4h} \cdot \gamma_{p4} \cdot \emptyset_{5z} + Z_5 \cdot \gamma_{p4} \quad [-] \quad (125)$$

$$B_{3H} = Z_1 \cdot 1,16 + Z_{2h} \cdot 1,22 + Z_3 \cdot 1,22 \cdot 1,2 + Z_{4h} \cdot 1,22 \cdot 1,05 + Z_5 \cdot 1,22$$

$$B_{3H} = Z_1 \cdot 1,16 + Z_{2h} \cdot 1,22 + Z_3 \cdot 1,46 + Z_{4h} \cdot 1,28 + Z_5 \cdot 1,22$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p3}	součinitel bezpečnosti 3 dle tabulky 15
	\emptyset_1	dynamický součinitel hmoty jeřábu
	Z_{2h}	účinky od hmotnosti břemene hlavního zdvihu
	γ_{p4}	součinitel bezpečnosti 4 dle tabulky 15
	\emptyset_2	dynamický součinitel zdvihání volně ležícího břemene (A a B)
	Z_3	účinky od pohonu pojezdu
	\emptyset_{5p}	dynamický součinitel zrychlení pohonu pojezdu
	Z_{4h}	účinky pohonu hlavního zdvihu
	\emptyset_{5z}	dynamický součinitel zrychlení pohonu zdvihu
	Z_5	účinky od působení větru

KOMBINACE B5

$$B_{5H} = Z_1 \cdot \gamma_{p3} \cdot \emptyset_4 + Z_{2h} \cdot \gamma_{p3} \cdot \emptyset_4 + Z_5 \cdot \gamma_{p4} + Z_{8h} \cdot \gamma_{p3} \quad [-] \quad (126)$$

$$B_{5H} = Z_1 \cdot 1,16 \cdot 1 + Z_{2h} \cdot 1,16 \cdot 1 + Z_5 \cdot 1,22 + Z_{8h} \cdot 1,16 \cdot 1$$

$$B_{5H} = Z_1 \cdot 1,16 + Z_{2h} \cdot 1,16 + Z_5 \cdot 1,22 + Z_{8h} \cdot 1,16$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p3}	součinitel bezpečnosti 3 dle tabulky 15
	\emptyset_4	dynamický součinitel sil od nerovného povrchu
	Z_{2h}	účinky od hmotnosti břemene hlavního zdvihu
	γ_{p4}	součinitel bezpečnosti 4 dle tabulky 15

Z_5 účinky od působení větru
 Z_{8h} účinky od přičení s břemenem hlavního zdvihu

KOMBINACE C1

$$C_{1H} = Z_1 \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_1 + Z_{2h} \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_{2C} \quad [-] \quad (127)$$

$$C_{1H} = Z_1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + Z_{2h} \cdot 1,22 \cdot 1,23$$

$$C_{1H} = Z_1 \cdot 1,21 + Z_{2h} \cdot 1,5$$

kde Z_1 účinky od hmotnosti jeřábu
 γ_{p5} součinitel bezpečnosti 5 dle tabulky 15
 \emptyset_1 dynamický součinitel hmoty jeřábu
 Z_{2h} účinky od hmotnosti břemene hlavního zdvihu
 \emptyset_{2C} dynamický součinitel zdvihání volně ležícího břemene (C)

KOMBINACE C3 D

Pro dynamické zkoušky.

$$C_{3HD} = Z_1 \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_1 + Z_3 \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_{5p} + Z_5 \cdot \gamma_{p3} + Z_{6hd} \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_{6d} \quad [-] \quad (128)$$

$$C_{3HD} = Z_1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + Z_3 \cdot 1,22 \cdot 1,2 + Z_5 \cdot 1,16 + Z_{6hd} \cdot 1,11 \cdot 1,1$$

$$C_{3HD} = Z_1 \cdot 1,21 + Z_3 \cdot 1,46 + Z_5 \cdot 1,16 + Z_{6hd} \cdot 1,22$$

kde Z_1 účinky od hmotnosti jeřábu
 γ_{p3} součinitel bezpečnosti 3 dle tabulky 15
 \emptyset_1 dynamický součinitel hmoty jeřábu
 γ_{p5} součinitel bezpečnosti 5 dle tabulky 15
 Z_3 účinky od pohonu pojezdu
 \emptyset_{5p} dynamický součinitel zrychlení pohonu pojezdu
 Z_5 účinky od působení větru
 \emptyset_{6d} dynamický součinitel pro zkušební břemeno pro dynamické zkoušky
 Z_{6hd} účinky od zkušebního břemene hlavního zdvihu pro dynamické zkoušky

KOMBINACE C3 S

Pro statické zkoušky.

$$C_{3HS} = Z_1 \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_1 + Z_3 \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_{5p} + Z_5 \cdot \gamma_{p3} + Z_{6hs} \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_{6s} \quad [-] \quad (129)$$

$$C_{3HS} = Z_1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + Z_3 \cdot 1,22 \cdot 1,2 + Z_5 \cdot 1,16 + Z_{6hs} \cdot 1,1 \cdot 1$$

$$C_{3HS} = Z_1 \cdot 1,21 + Z_3 \cdot 1,46 + Z_5 \cdot 1,16 + Z_{6hs} \cdot 1,1$$

kde Z_1 účinky od hmotnosti jeřábu
 γ_{p3} součinitel bezpečnosti 3 dle tabulky 15
 \emptyset_1 dynamický součinitel hmoty jeřábu
 γ_{p5} součinitel bezpečnosti 5 dle tabulky 15

Z_3	účinky od pohonu pojezdu
\emptyset_{5p}	dynamický součinitel zrychlení pohonu pojezdu
Z_5	účinky od působení větru
\emptyset_{6s}	dynamický součinitel pro zkušební břemeno pro statické zkoušky
Z_{6hs}	účinky od zkušebního břemene hlavního zdvihu pro statické zkoušky

KOMBINACE C4

$$C_{4H} = Z_1 \cdot \gamma_{p5} + Z_{2h} \cdot \gamma_{p5} + Z_7 \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_7 \quad [-] \quad (130)$$

$$C_{4H} = Z_1 \cdot 1,1 + Z_{2h} \cdot 1,22 + Z_7 \cdot 1,1 \cdot 1,25$$

$$C_{4H} = Z_1 \cdot 1,1 + Z_{2h} \cdot 1,22 + Z_7 \cdot 1,38$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p5}	součinitel bezpečnosti 5 dle tabulky 15
	Z_{2h}	účinky od hmotnosti břemene hlavního zdvihu
	Z_7	účinky sil na nárazníky
	\emptyset_7	dynamický součinitel pro lineární charakteristiku nárazníky

6.5.2 KOMBINACE PRO POMOCNÝ ZDVIH**KOMBINACE A1**

$$A_{1P} = Z_1 \cdot \gamma_{p1} \cdot \emptyset_1 + Z_{2p} \cdot \gamma_{p2} \cdot \emptyset_2 + Z_3 \cdot \gamma_{p2} \cdot \emptyset_{5p} \quad [-] \quad (131)$$

$$A_{1P} = Z_1 \cdot 1,22 \cdot 1,1 + Z_{2p} \cdot 1,34 \cdot 1,214 + Z_3 \cdot 1,34 \cdot 1,2$$

$$A_{1P} = Z_1 \cdot 1,342 + Z_{2p} \cdot 1,63 + Z_3 \cdot 1,61$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p1}	součinitel bezpečnosti 1 dle tabulky 15
	\emptyset_1	dynamický součinitel hmoty jeřábu
	Z_{2p}	účinky od hmotnosti břemene pomocného zdvihu
	γ_{p2}	součinitel bezpečnosti 2 dle tabulky 15
	\emptyset_2	dynamický součinitel zdvihání volně ležícího břemene (A a B)
	Z_3	účinky od pohonu pojezdu
	\emptyset_{5p}	dynamický součinitel zrychlení pohonu pojezdu

KOMBINACE A2

Kombinace A2 zahrnuje stejné účinky jako kombinace A1 s tím rozdílem, že dynamický koeficient pro účinky od hmotnosti břemene se mění z \emptyset_2 na \emptyset_3 . Jeho hodnota je tedy snížena na hodnotu 1. Celkové zatížení bude tedy nižší, a proto tahle kombinace nebude zohledněna.

KOMBINACE A3

$$A_{3P} = Z_1 \cdot \gamma_{p1} + Z_{2p} \cdot \gamma_{p2} + Z_3 \cdot \gamma_{p2} \cdot \emptyset_{5p} + Z_{4p} \cdot \gamma_{p2} \cdot \emptyset_{5z} \quad [-] \quad (132)$$

$$A_{3P} = Z_1 \cdot 1,22 + Z_{2p} \cdot 1,34 + Z_3 \cdot 1,22 \cdot 1,2 + Z_{4p} \cdot 1,22 \cdot 1,05$$

$$A_{3p} = Z_1 \cdot 1,22 + Z_{2p} \cdot 1,34 + Z_3 \cdot 1,46 + Z_{4p} \cdot 1,28$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p1}	součinitel bezpečnosti 1 dle tabulky 15
	\emptyset_1	dynamický součinitel hmoty jeřábu
	Z_{2p}	účinky od hmotnosti břemene pomocného zdvihu
	γ_{p2}	součinitel bezpečnosti 2 dle tabulky 15
	\emptyset_2	dynamický součinitel zdvihání volně ležícího břemene (A a B)
	Z_3	účinky od pohonu pojezdu
	\emptyset_{5p}	dynamický součinitel zrychlení pohonu pojezdu
	Z_{4p}	účinky pohonu pomocného zdvihu
	\emptyset_{5z}	dynamický součinitel zrychlení pohonu zdvihu

KOMBINACE A4

Tato kombinace zahrnuje účinky od pojezdu po nerovném povrchu, které však nejsou navýšeny dynamickým koeficientem, protože bude kolejnice svařovaná a zabroušena. Celkové zatížení bude tedy nižší, a proto tahle kombinace nebude zohledněna.

KOMBINACE B1

$$B_{1p} = Z_1 \cdot \gamma_{p3} \cdot \emptyset_1 + Z_{2p} \cdot \gamma_{p4} \cdot \emptyset_2 + Z_3 \cdot \gamma_{p4} \cdot \emptyset_{5p} + Z_5 \cdot \gamma_{p4} \quad [-] \quad (133)$$

$$B_{1p} = Z_1 \cdot 1,16 \cdot 1,1 + Z_{2p} \cdot 1,22 \cdot 1,214 + Z_3 \cdot 1,16 \cdot 1,2 + Z_5 \cdot 1,22$$

$$B_{1p} = Z_1 \cdot 1,28 + Z_{2p} \cdot 1,48 + Z_3 \cdot 1,61 + Z_{4h} \cdot 1,39 + Z_5 \cdot 1,22$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p3}	součinitel bezpečnosti 3 dle tabulky 15
	\emptyset_1	dynamický součinitel hmoty jeřábu
	Z_{2p}	účinky od hmotnosti břemene pomocného zdvihu
	γ_{p4}	součinitel bezpečnosti 4 dle tabulky 15
	\emptyset_2	dynamický součinitel zdvihání volně ležícího břemene (A a B)
	Z_3	účinky od pohonu pojezdu
	\emptyset_{5p}	dynamický součinitel zrychlení pohonu pojezdu
	Z_5	účinky od působení větru

KOMBINACE B3

$$B_{3p} = Z_1 \cdot \gamma_{p3} + Z_{2p} \cdot \gamma_{p4} + Z_3 \cdot \gamma_{p4} \cdot \emptyset_{5p} + Z_{4p} \cdot \gamma_{p4} \cdot \emptyset_{5z} + Z_5 \cdot \gamma_{p4} \quad [-] \quad (134)$$

$$B_{3p} = Z_1 \cdot 1,16 + Z_{2p} \cdot 1,22 + Z_3 \cdot 1,22 \cdot 1,2 + Z_{4p} \cdot 1,22 \cdot 1,05 + Z_5 \cdot 1,22$$

$$B_{3p} = Z_1 \cdot 1,16 + Z_{2p} \cdot 1,22 + Z_3 \cdot 1,46 + Z_{4p} \cdot 1,28 + Z_5 \cdot 1,22$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p3}	součinitel bezpečnosti 3 dle tabulky 15
	\emptyset_1	dynamický součinitel hmoty jeřábu
	Z_{2p}	účinky od hmotnosti břemene pomocného zdvihu
	γ_{p4}	součinitel bezpečnosti 4 dle tabulky 15

\emptyset_2	dynamický součinitel zdvihání volně ležícího břemene (A a B)
Z_3	účinky od pohonu pojezdu
\emptyset_{5p}	dynamický součinitel zrychlení pohonu pojezdu
Z_{4p}	účinky pohonu pomocného zdvihu
\emptyset_{5z}	dynamický součinitel zrychlení pohonu zdvihu
Z_5	účinky od působení větru

KOMBINACE B5

$$B_{5p} = Z_1 \cdot \gamma_{p3} \cdot \emptyset_4 + Z_{2p} \cdot \gamma_{p3} \cdot \emptyset_4 + Z_5 \cdot \gamma_{p4} + Z_{8p} \cdot \gamma_{p3} \quad [-] \quad (135)$$

$$B_{5p} = Z_1 \cdot 1,16 \cdot 1 + Z_{2p} \cdot 1,16 \cdot 1 + Z_5 \cdot 1,22 + Z_{8p} \cdot 1,16 \cdot 1$$

$$B_{5p} = Z_1 \cdot 1,16 + Z_{2p} \cdot 1,16 + Z_5 \cdot 1,22 + Z_{8p} \cdot 1,16$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p3}	součinitel bezpečnosti 3 dle tabulky 15
	\emptyset_4	dynamický součinitel sil od nerovného povrchu
	Z_{2p}	účinky od hmotnosti břemene pomocného zdvihu
	γ_{p4}	součinitel bezpečnosti 4 dle tabulky 15
	Z_5	účinky od působení větru
	Z_{8p}	účinky od přičení s břemenem pomocného zdvihu

KOMBINACE C1

$$C_{1P} = Z_1 \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_1 + Z_{2p} \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_{2C} \quad [-] \quad (136)$$

$$C_{1P} = Z_1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + Z_{2p} \cdot 1,22 \cdot 1,23$$

$$C_{1P} = Z_1 \cdot 1,21 + Z_{2p} \cdot 1,5$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p5}	součinitel bezpečnosti 5 dle tabulky 15
	\emptyset_1	dynamický součinitel hmoty jeřábu
	Z_{2p}	účinky od hmotnosti břemene pomocného zdvihu
	\emptyset_{2C}	dynamický součinitel zdvihání volně ležícího břemene (C)

KOMBINACE C3 D

Pro dynamické zkoušky.

$$C_{3PD} = Z_1 \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_1 + Z_3 \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_{5p} + Z_5 \cdot \gamma_{p3} + Z_{6pd} \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_{6d} \quad [-] \quad (137)$$

$$C_{3PD} = Z_1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + Z_3 \cdot 1,22 \cdot 1,2 + Z_5 \cdot 1,16 + Z_{6pd} \cdot 1,11 \cdot 1,1$$

$$C_{3PD} = Z_1 \cdot 1,21 + Z_3 \cdot 1,46 + Z_5 \cdot 1,16 + Z_{6pd} \cdot 1,22$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p3}	součinitel bezpečnosti 3 dle tabulky 15
	\emptyset_1	dynamický součinitel hmoty jeřábu

γ_{p5}	součinitel bezpečnosti 5 dle tabulky 15
Z_3	účinky od pohonu pojezdu
\emptyset_{5p}	dynamický součinitel zrychlení pohonu pojezdu
Z_5	účinky od působení větru
\emptyset_{6d}	dynamický součinitel pro zkušební břemeno pro dynamické zkoušky
Z_{6pd}	účinky od zkušebního břemene pomocného zdvihu pro dynamické zkoušky

KOMBINACE C3 S

Pro statické zkoušky.

$$C_{3PS} = Z_1 \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_1 + Z_3 \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_{5p} + Z_5 \cdot \gamma_{p3} + Z_{6ps} \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_{6s} \quad [-] \quad (138)$$

$$C_{3PS} = Z_1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + Z_3 \cdot 1,22 \cdot 1,2 + Z_5 \cdot 1,16 + Z_{6ps} \cdot 1,1 \cdot 1$$

$$C_{3PS} = Z_1 \cdot 1,21 + Z_3 \cdot 1,46 + Z_5 \cdot 1,16 + Z_{6ps} \cdot 1,1$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p3}	součinitel bezpečnosti 3 dle tabulky 15
	\emptyset_1	dynamický součinitel hmoty jeřábu
	γ_{p5}	součinitel bezpečnosti 5 dle tabulky 15
	Z_3	účinky od pohonu pojezdu
	\emptyset_{5p}	dynamický součinitel zrychlení pohonu pojezdu
	Z_5	účinky od působení větru
	\emptyset_{6s}	dynamický součinitel pro zkušební břemeno pro statické zkoušky
	Z_{6ps}	účinky od zkušebního břemene pomocného zdvihu pro statické zkoušky

KOMBINACE C4

$$C_{4P} = Z_1 \cdot \gamma_{p5} + Z_{2p} \cdot \gamma_{p5} + Z_7 \cdot \gamma_{p5} \cdot \emptyset_7 \quad [-] \quad (139)$$

$$C_{4P} = Z_1 \cdot 1,1 + Z_{2p} \cdot 1,22 + Z_7 \cdot 1,1 \cdot 1,25$$

$$C_{4P} = Z_1 \cdot 1,1 + Z_{2p} \cdot 1,22 + Z_7 \cdot 1,38$$

kde	Z_1	účinky od hmotnosti jeřábu
	γ_{p5}	součinitel bezpečnosti 5 dle tabulky 15
	Z_{2p}	účinky od hmotnosti břemene pomocného zdvihu
	Z_7	účinky sil na nárazníky
	\emptyset_7	dynamický součinitel pro lineární charakteristiku nárazníků

6.5.3 SHRUTÍ KOMBINACÍ ZATÍŽENÍ

V tabulce 16 a tabulce 17 jsou přehledně vypsány celkové součinitele navyšující jednotlivá zatížení. Dále jsou v tabulce označeny nejvyšší hodnoty koeficientů pro jednotlivá zatížení.

Tabulka 16 Shrnutí koeficientů pro hlavní zdvih

	Z_1	Z_{2h}	Z_3	Z_{4h}	Z_5	Z_{6hd}	Z_{6hs}	Z_7	Z_{8h}
A_{1H}	1,34	1,63	1,61	-	-	-	-	-	-
A_{3H}	1,22	1,34	1,46	1,28	-	-	-	-	-
B_{1H}	1,28	1,48	1,61	1,39	1,22	-	-	-	-
B_{3H}	1,16	1,22	1,46	1,28	1,22	-	-	-	-
B_{5H}	1,16	1,16	-	-	1,22	-	-	-	1,16
C_{1H}	1,21	1,5	-	-	-	-	-	-	-
C_{3HD}	1,21	-	1,46	-	1,16	1,22	-	-	-
C_{3HS}	1,21	-	1,46	-	1,16	1,1	-	-	-
C_{4H}	1,1	1,22	-	-	-	-	-	1,38	-

Tabulka 17 Shrnutí koeficientů pro pomocný zdvih

	Z_1	Z_{2p}	Z_3	Z_{4h}	Z_5	Z_{6pd}	Z_{6ps}	Z_7	Z_{8p}
A_{1P}	1,34	1,63	1,61	-	-	-	-	-	;
A_{3P}	1,22	1,34	1,46	1,28	-	-	-	-	-
B_{1P}	1,28	1,48	1,61	1,39	1,22	-	-	-	-
B_{3P}	1,16	1,22	1,46	1,28	1,22	-	-	-	-
B_{5P}	1,16	1,16	-	-	1,22	-	-	-	1,16
C_{1P}	1,21	1,5	-	-	-	-	-	-	-
C_{3PD}	1,21	-	1,46	-	1,16	1,22	-	-	-
C_{3PS}	1,21	-	1,46	-	1,16	1,1	-	-	-
C_{4P}	1,1	1,22	-	-	-	-	-	1,38	-

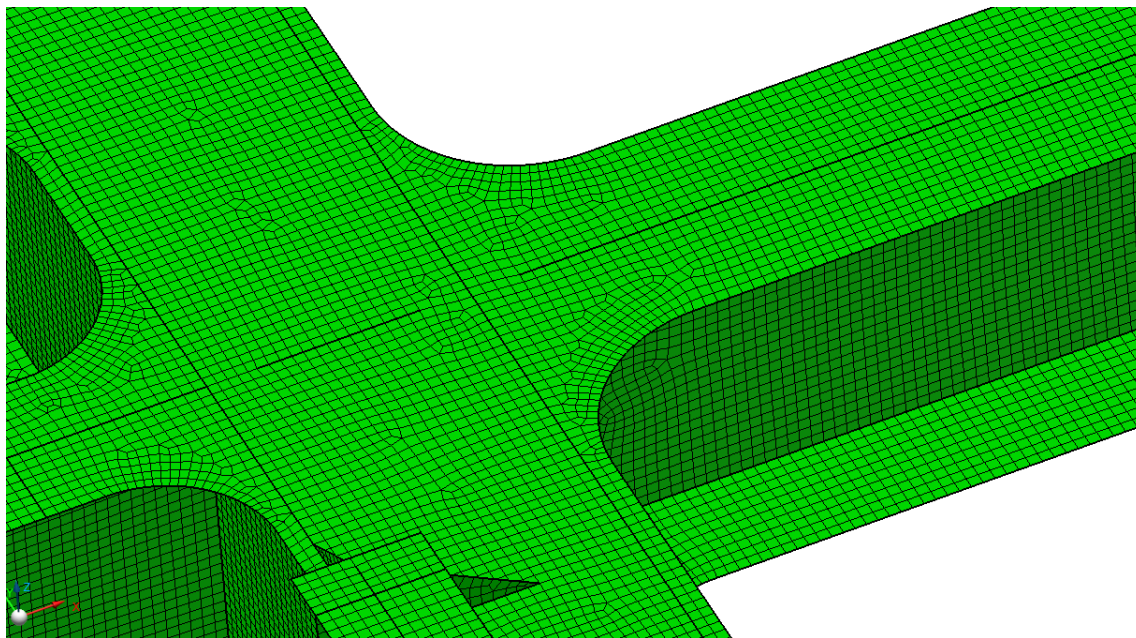
6.6 ANALÝZA MKP

6.6.1 POSTUP ANALÝZY

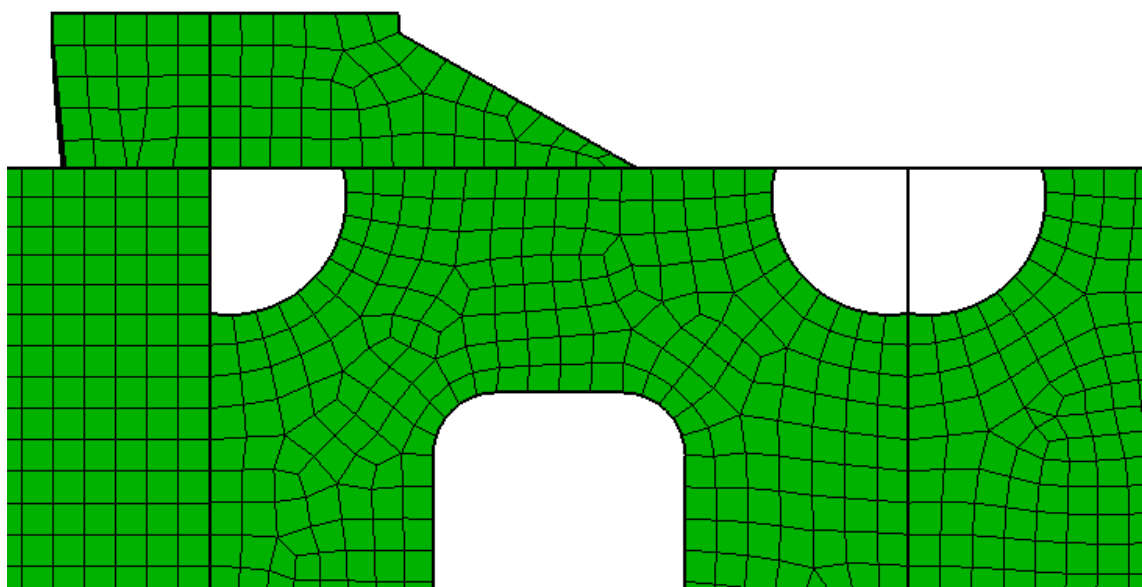
Pevnostní analýza MKP je provedena v programu MSC Apex. Vytvořený model rámu jeřábové kočky v softwaru SolidWorks byl importován do softwaru MSC Apex. Zde byl model zbaven všech prvků, nesouvisející s nosnou konstrukcí rámu, jako jsou držáky zábradlí, nebo konstrukce podlahy. Protože import modelu nezahrnoval materiálové charakteristiky, bylo je nyní nutné definovat. Následně funkcí „Mid surface“ byl model převeden na střednicový a všem střednicím byly přiděleny a zkontrolovány tloušťky. Všechny střednice byly následně dotaženy funkcí „Extended Surfaces“ k příslušným plochám a vzniklé spoje „nařezány“ funkcí „Split surfaces“. Funkcí „Boolean“ byly jednotlivé řezy spojeny, kdy vznikl celistvý střednicový model. Tento model bylo následně možné nasítovat pomocí funkce „Surface Mesh“. Výsledná síť byla v kritických místech zjemněna funkcí „Seeding“ pro dosažení přesnějších výsledků. Pomocí tlačítka „Element Quality Colours“ byla zkontrolována kvalita sítě a všechny nevyhovující prvky opraveny. V dalším kroku byly určeny vazby pomocí funkce „Displacement Constraints“. Na zavezbený model bylo následně možné aplikovat zatížení a zrychlení. Dalším krokem bylo vytvoření scénářů, kde byly definovány jednotlivá zatížení a zrychlení, pro různé kombinace z kapitoly 6.5. Takto vytvořené scénáře byly vyhodnoceny a kritická místa byla graficky znázorněna barvami.

6.6.2 Síť

Síť byla vytvořena z čtyřúhelníkových prvků o velikosti 10mm. Pro přesnější výsledky byla síť zjemněna – byl zvýšen počet prvků v kritických místech. Tyto místa byly primárně rádiusy napojovaných profilů a rádiusy žeber ve skříňových nosnících.



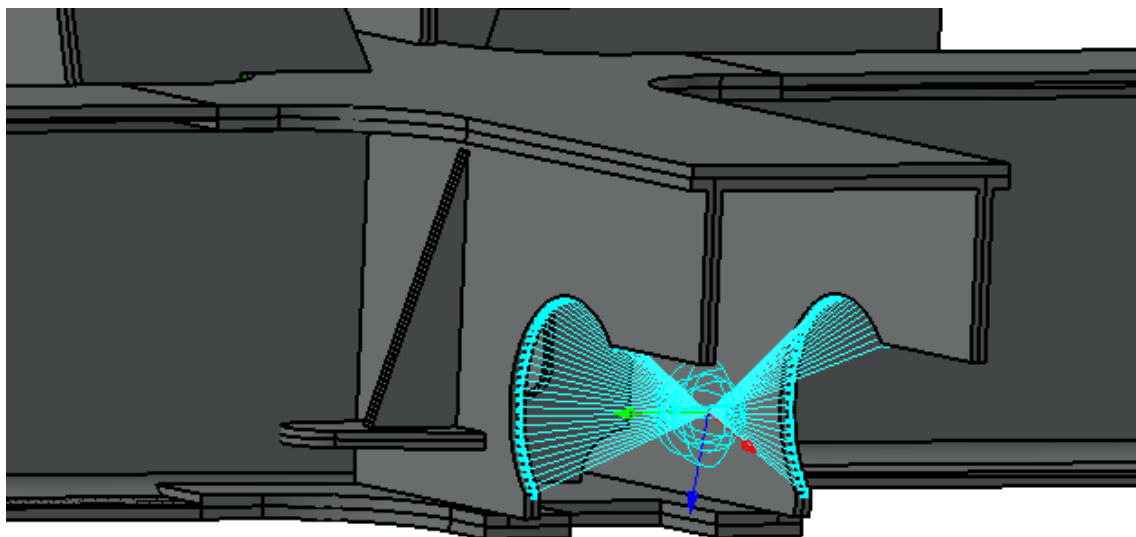
Obrázek 33 Zjemnění sítě v oblasti napojení výložníku a skříňového nosníku



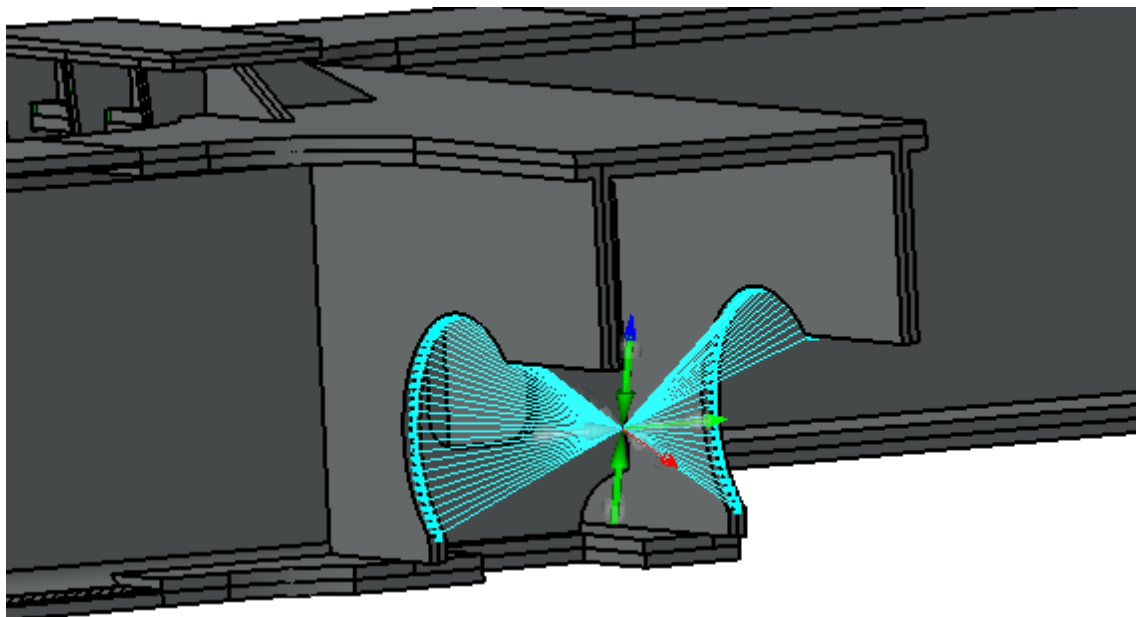
Obrázek 34 Zjemnění sítě rádiusů žeber a rádiusu napojení nosníku

6.6.3 VAZBY

Pro dosažení výsledků, které se mají blížit reálnému chování konstrukce je zásadní správná definice vazeb. V případě hnacích kol byla zvolena jedna vazba „Spherical“ která umožňuje natočení ve všech osách a zamezuje translaci ve všech osách (obr.32) a pro druhé kolo byla zvolena vazba „General“ u které je možné definovat všechna natočení i translace (obr.33). Vazba byla nakonfigurována stejně jako vazba „Spherical“ s rozdílem, že byla dovolena translace v ose X, což je zároveň osa pojezdového kola. Pro hnaná kola byla zvolena také vazba „General“ kde byla zamezena pouze translace v ose Z, což definuje kontakt kola a kolejniče. Působíště byla umístěna do místa středu hřídele pojezdového kola.



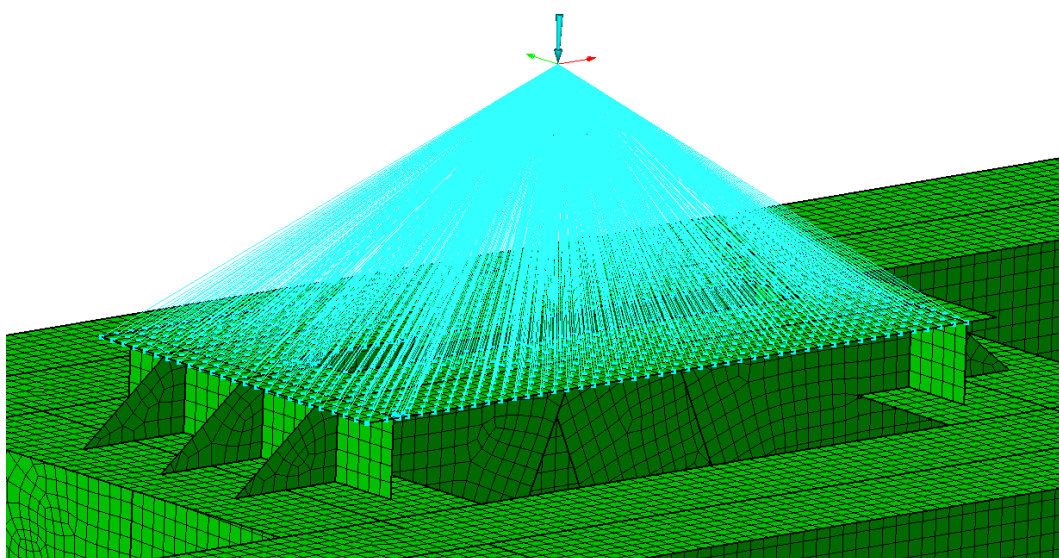
Obrázek 35 Vazba „Spherical“



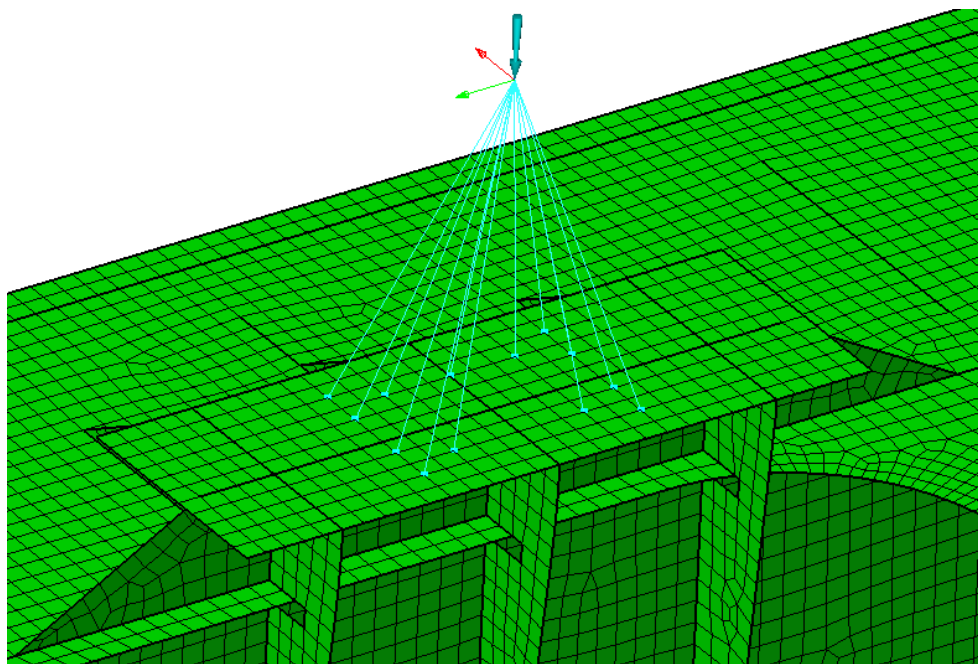
Obrázek 36 Vazba „General“

6.6.4 ZATÍŽENÍ

Na rám jeřábové kočky působí v základu 3 druhy zatížení. To jsou zatěžující síly, momenty a zrychlení. Zrychlení jsou definována funkcí „Gravity Load“ v určené ose působení, která lze definovat jako gravitaci nebo akceleraci. Zatěžující síly od břemene a hmotností součástí je třeba umístit tak, aby co nejlépe odpovídali skutečnosti. To znamená správně definovat jejich působíště a při aplikaci síly na síť zamezit možnému lokálnímu napětí. To lze udělat umístěním síly do těžiště působení a aplikovat na síť pomocí funkce „Rigid“. V případě použití funkce „Rigid“ je možné volit jednotlivé uzly sítě, nebo označit celou plochu, čímž se označí všechny uzly sítě na dané ploše. Tímto způsobem je možné rozmístit všechny působící síly. Reakce od momentů byly definovány v ose hřídele a opět funkcí „Rigid“ označeny místa uložení součástí, jako je převodovka nebo elektromotor.



Obrázek 37 Příklad plošného označení působíště – uložení vyrovnávací kladky



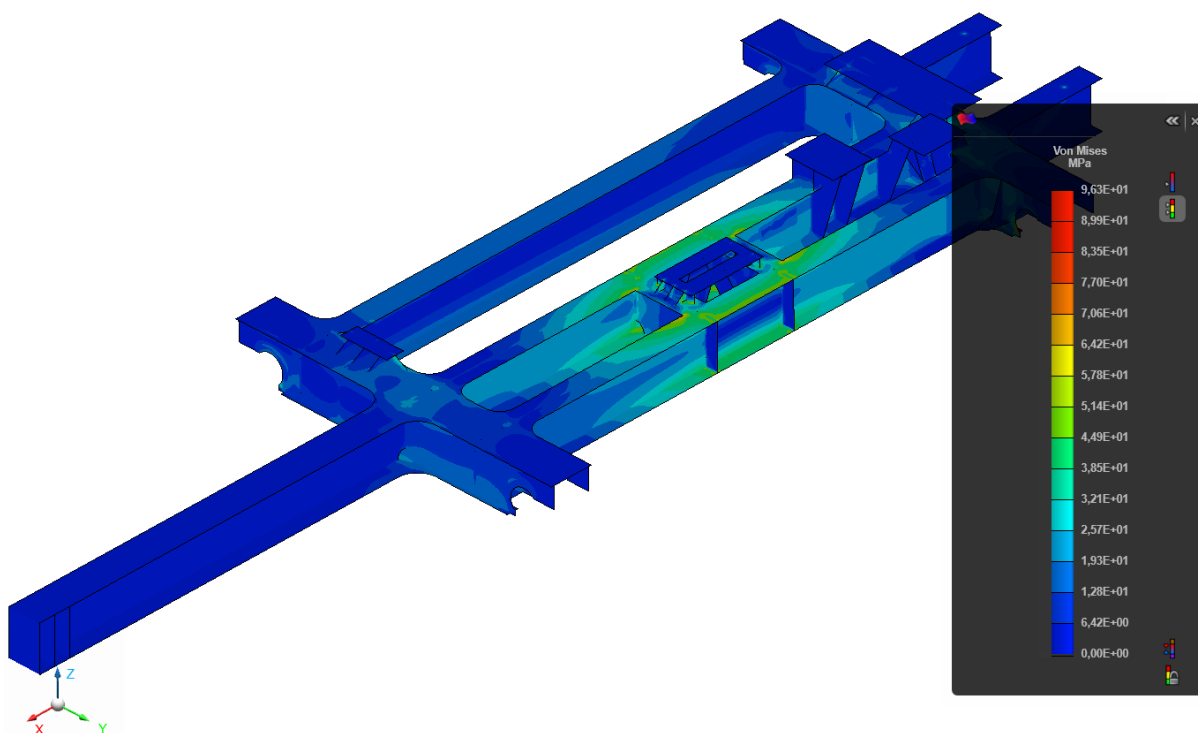
Obrázek 38 Příklad bodového označení působišť – reakce od hmotnosti lanového bubnu

6.6.5 VÝSLEDKY MKP

Střednicový model byl zatížen kombinacemi z kapitoly 6.5, kdy při dopočítání zatěžujících sil a zrychlení s ohledem na dynamické koeficienty a koeficienty bezpečnosti byly patrné 2 kritické kombinace. Kombinace A1, která dominuje hodnotami pro navýšení hmotnosti břemene, hmotnosti jeřábu a zrychlení pojezdu. Další kritickou kombinací je kombinace B5, kde účinkují síly od přičení. Při analýze kombinací A1 a B5 byla zjištěna 3 kritická místa. Pro zjednodušení bylo posuzováno napětí Von Mises, jehož hodnota je vyšší než normálové nebo smykové napětí (pro případ, že se smykového napětí = 0, se napětí Von Mises rovná normálovému napětí dle teorie HMM). V analýze posunutí se neuvažují koeficienty bezpečnosti a dynamické koeficienty. Výsledky tedy reprezentují průhyby resp. posunutí od jmenovitých hodnot zatížení. Průhyby jsou na obrázcích pro přehlednost několikanásobně opticky zvětšeny. Stupnice napětí na obrázcích je upravena na rozsah, který lépe reprezentuje dané napětí. Obrázky se stupnicí od 0 do návrhového napětí únosnosti jsou vloženy do příloh.

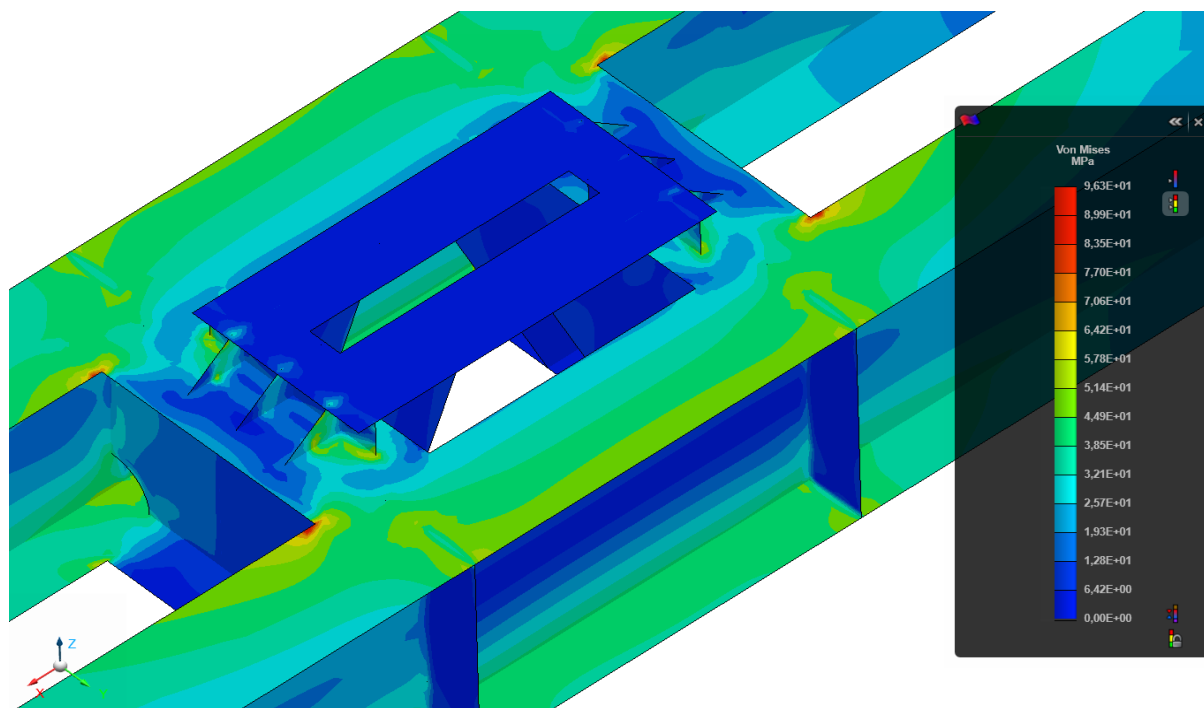
A1 HLAVNÍ ZDVIH

Při kombinaci zatížení A1 a uvažovaném zatížení hlavním zdvihem jsou patrné nejvyšší napětí v oblasti uložení vyrovnávací kladky (obr.36). Jedná se o napěťové špičky s hodnotou napětí 96,3 MPa. To je způsobeno charakteristikou střednicového modelu, který neuvažuje objemové rozložení napětí a svary. Průměrné maximální napětí mimo napěťové špičky je na horní a dolní pásnici IPE profilu a jeho hodnota je přibližně 85 MPa, což vzhledem k návrhovému napětí únosnosti $f_{Rd\sigma 1} = 322,7 \text{ MPa}$ s velkou rezervou vyhovuje.



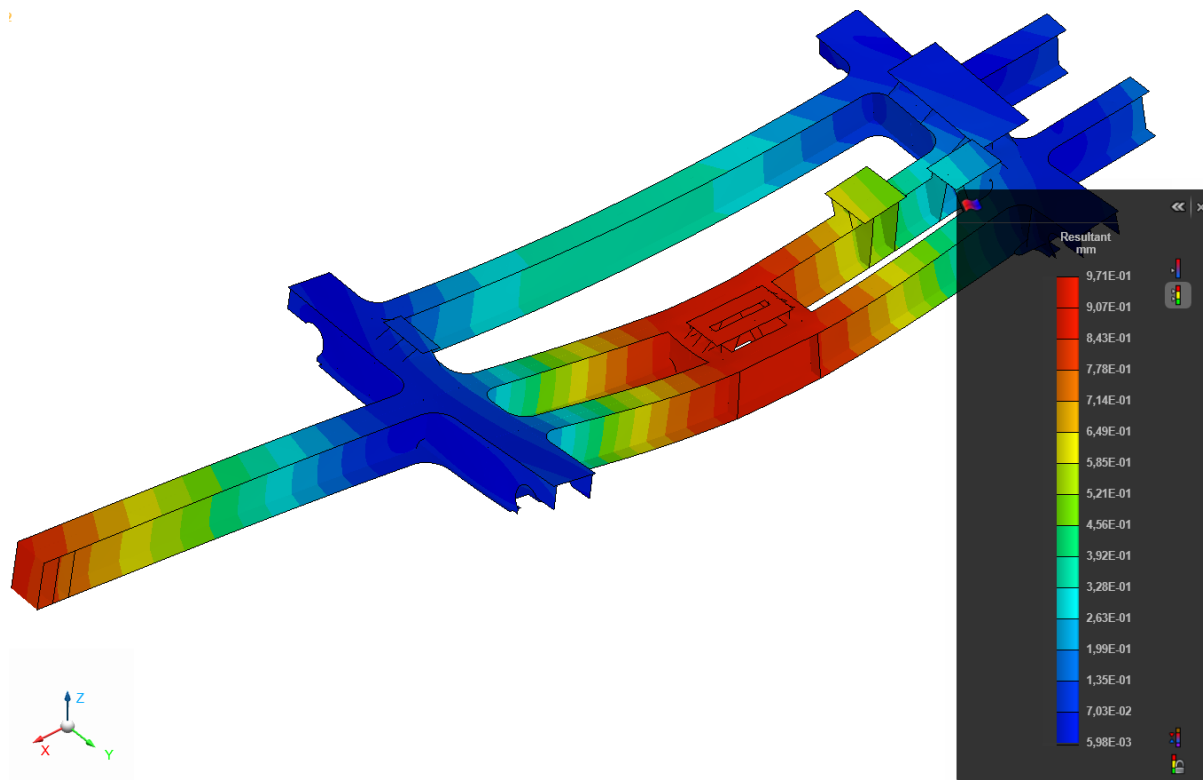
Obrázek 39 Napětí při zatížení hlavním zdvihem při kombinaci A1

Na obrázku 37 je detail napětových špiček, které vznikají v rozích napojení horních pásnic profilů IPE 300. Přestože jejich maximální hodnota 96 MPa je výrazně nižší než návrhové napětí únosnosti, je možné je eliminovat vytvořením rádiusu nebo zkosení v podobě přivařeného žebra.



Obrázek 40 Detail napětí při zatížení hlavním zdvihem při kombinaci A1

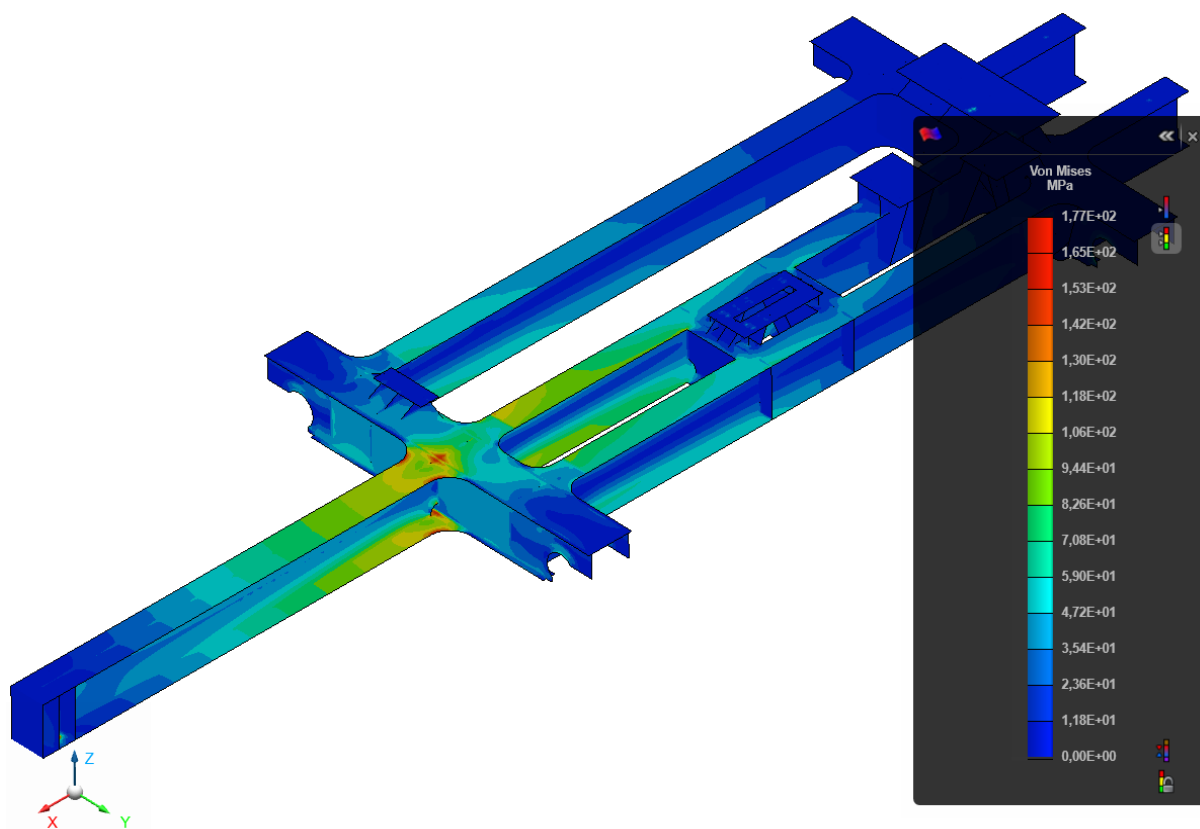
Na obrázku 38 jsou výsledky posunutí v závislosti na zatížení. Nejvyšší hodnota dosahuje 0,971 mm a jedná se o posunutí v záporném směru osy Z v oblasti uložení vyrovnávací.



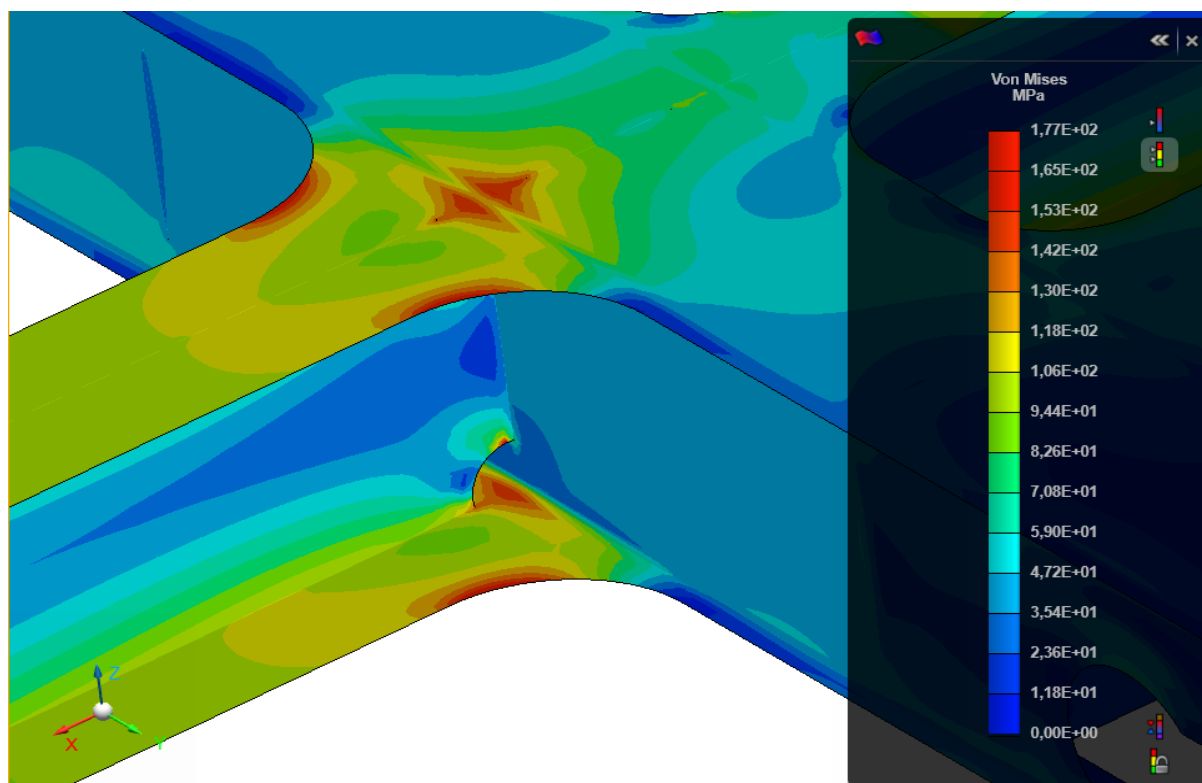
Obrázek 41 Posunutí při zatížení hlavním zdvihem při kombinaci A1

A1 POMOCNÝ ZDVIH

Při kombinaci A1 se zatížením pomocným zdvihem je nejvyšší napětí dosaženo v oblasti napojení výložníku na skříňový nosník. Zde je hned několik napětových špiček s hodnotou od 171 MPa do 177 MPa.

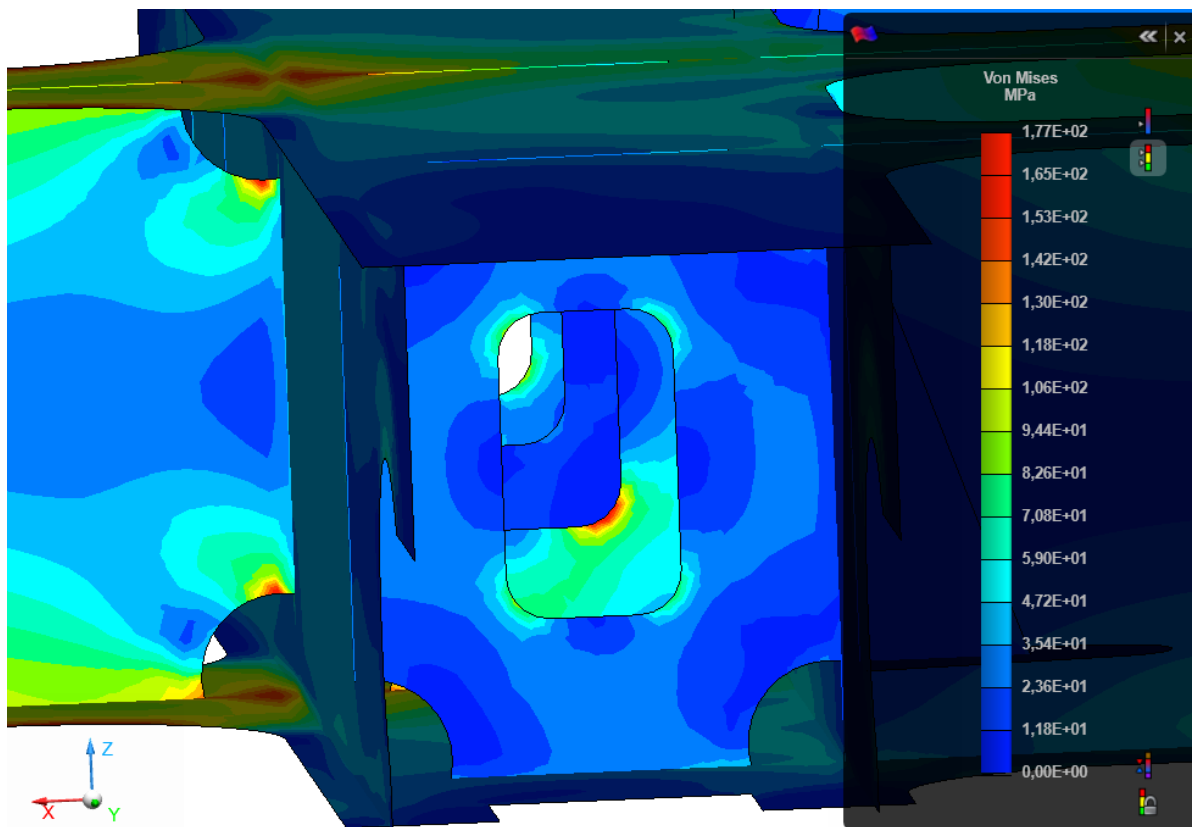


Obrázek 42 Napětí při zatížení pomocným zdvihem při kombinaci A1



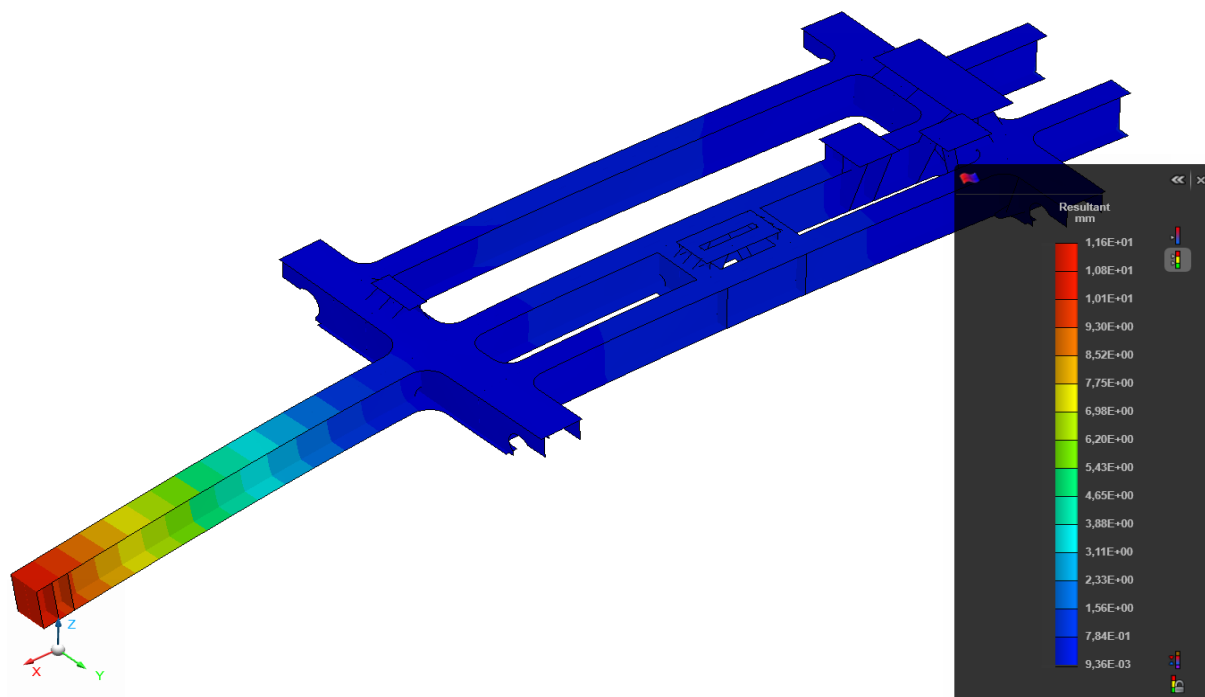
Obrázek 43 Detail napětí při zatížení pomocným zdvihem při kombinaci A1

Nejvyšší napěťová špička s hodnotou 177 MPa se nachází na žebro ve skříňovém nosníku, v místě rádiusu středového vybrání (obr.41). Toto napětí je možné odstranit použitím žebra bez středového vybrání, čímž se však zvýší tuhost žebra a hrozí navýšení napětí v jiném místě. Další napěťové špičky se nachází na rádiusu horní a dolní pásnice pro napojení výložníku, na pásnicích skříňového nosníku v oblasti stojny skříňového nosníku a rádiusech stojny výložníku v oblasti napojení ke stojně skříňového nosníku. Průměrné maximální napětí mimo napěťové špičky je na horní a dolní pásnici I profilu výložníku v oblasti spojení se skříňovým nosníkem. Jeho hodnota je 162 MPa, což vzhledem k návrhovému napětí únosnosti $f_{Rd\sigma 2} = 313,6 \text{ MPa}$ pro materiál s tloušťkou nad 16 mm vyhovuje.



Obrázek 44 Napětí na žebro skříňového nosníku

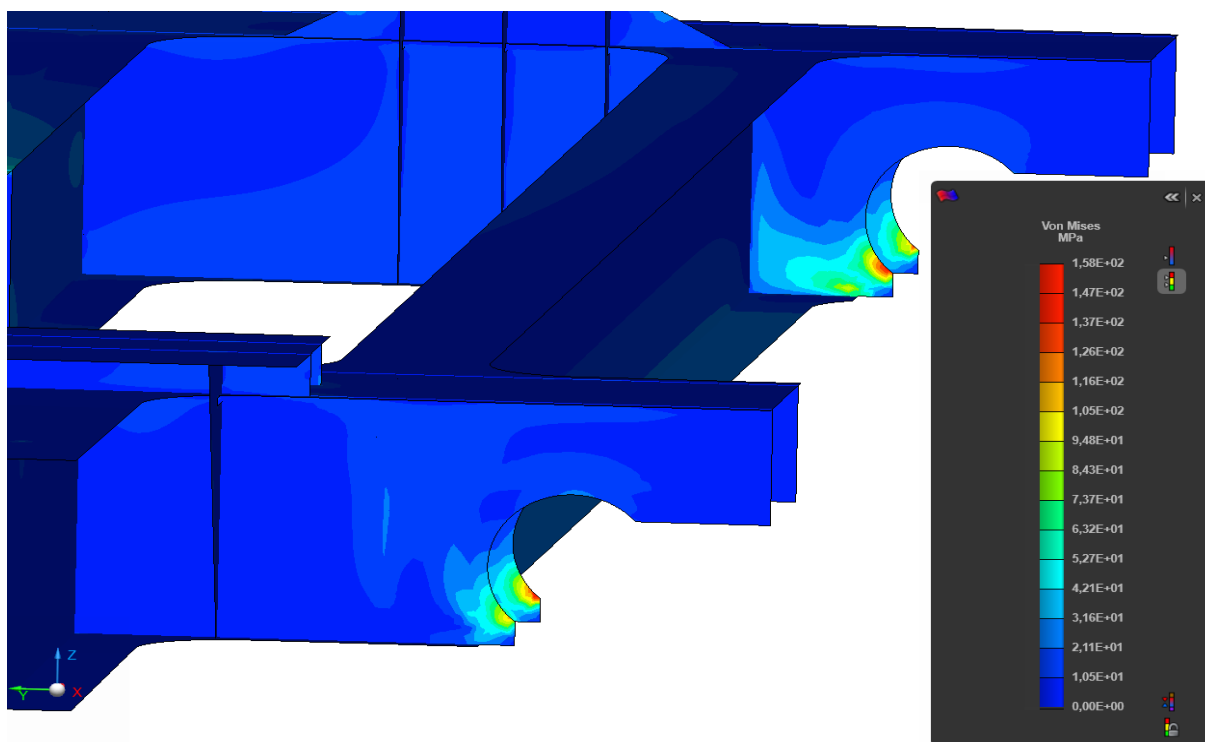
Posunutí při zatížení pomocným zdvihem je dominantní na konci výložníku v oblasti uložení pomocného zdvihu. Jeho hodnota dosahuje 11,6 mm. Tato hodnota je výrazně vyšší, než byla v případě hlavního zdvihu. Problém by mohl nastat při pojezdu pomocného zdvihu, který by byl nucen překonávat stoupání dané průhybem nosníku. V tomto případě je však pomocný zdvih stacionární, upevněn šroubovými spoji, proto lze dané posunutí považovat za přijatelné.



Obrázek 45 Posunutí při zatížení hlavním zdvihem při kombinaci A1

B5 HLAVNÍ ZDVIH

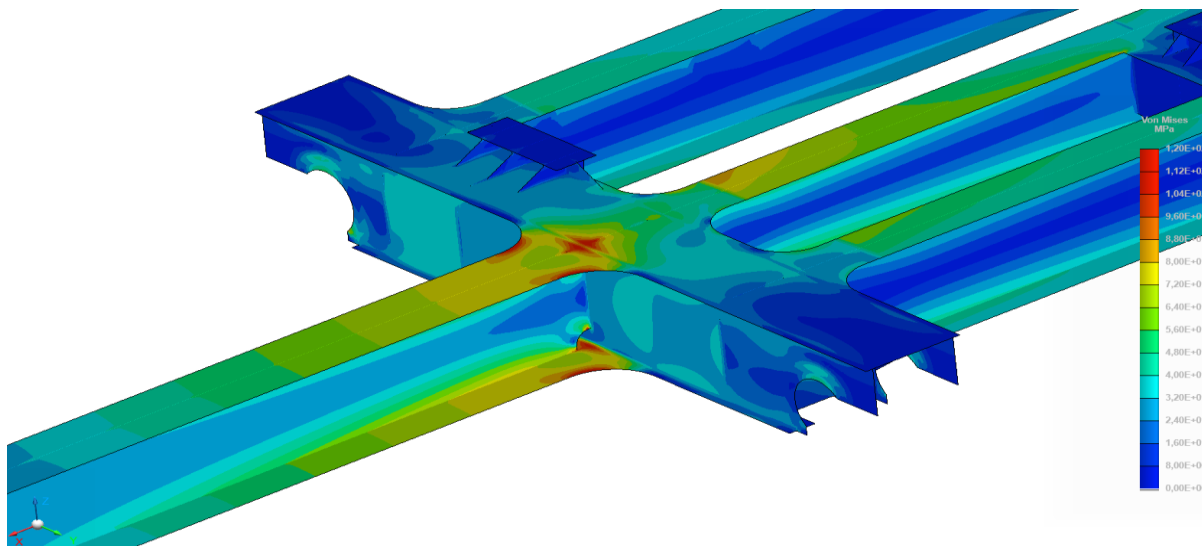
U kombinace B5 se zatížením hlavním zdvihem, kde působí příčení dostáváme špičku napětí v místě uložení pojezdových kol. Její hodnota je 158 MPa. Koncentrace vzniká na hraně stojny skříňového nosníku. Průměrné maximální napětí mimo napěťovou špičku má hodnotu 100 MPa, což vzhledem k návrhovému napětí únosnosti $f_{Rd\sigma 1} = 322,7 \text{ MPa}$ vyhovuje.



Obrázek 46 Napětí při zatížení hlavním zdvihem při kombinaci B5

B5 POMOCNÝ ZDVIH

Při kombinaci B5 se zatížení pomocným zdvihem, kde působí příčení dostáváme napěťové špičky v oblasti napojení výložníku na skříňový nosník. Jde o podobné výsledky, kterých bylo dosaženo v kombinaci A1 s pomocným zdvihem. Všechna napětí a posunutí jsou ale výrazně nižší a samotné příčení zde nezpůsobilo žádné další výrazné napětí.



Obrázek 47 Napětí při zatížení pomocným zdvihem při kombinaci B5

6.6.6 SHRnutí VÝSLEDKŮ MKP

V tabulce 18 jsou uvedena významná napětí a posunutí, která byla zjištěna pomocí analýzy MKP. V tabulce jsou pro porovnání uvedena také návrhová napětí únosnosti pro materiál rámu S355 a příslušné tloušťky stěn.

Tabulka 18 Shrnutí výsledků MKP

Kombinace	$f_{rd\sigma}$ [MPa]	σ_{ϕ} [MPa]	def. [mm]	σ_{MAX} [MPa]
A1 - HL	322,7	85	0,971	96,3
A1 - P	313,6	162	11,6	177
B5 - HL	322,7	100	-	158
B5 - P	313,6	76	-	120

kde A1 – HL kombinace A1 zatíženo břemenem hlavního zdvihu
A1 – P kombinace A1 zatíženo břemenem pomocného zdvihu
B5 – HL kombinace B5 zatíženo břemenem hlavního zdvihu
B5 – P kombinace B5 zatíženo břemenem pomocného zdvihu
 $f_{rd\sigma}$ odpovídající návrhové napětí únosnosti
 σ_{ϕ} průměrné napětí mimo napěťové špičky
def. významné hodnoty deformace
 σ_{MAX} hodnota maximálního napětí – napěťové špičky

6.6.7 ÚNAVOVÁ PEVNOST

Únavová pevnost se musí primárně kontrolovat u často cyklicky zatížených konstrukcí. Pro zatížení konstrukce se zde neuvažují navyšující součinitele bezpečnosti, naopak dynamické součinitele se zahrnují. Ukazatelem únavové pevnosti je dovolený rozkmit napětí. Ten udává rozdíl napětí na konstrukci při zatížení břemenem a bez dodatečného zatížení v místě nejvyššího napětí. Dovolенý rozkmit napětí se následně porovnává s charakteristickými únavovými pevnostmi pro dané konstrukční spoje při uvažování předepsané kvality svaru [28].

Vzhledem k nízkému cyklickému využití jeřábu s většinou výrazně lehčím břemenem, bylo po konzultacích rozhodnuto, že zde není nutné kontrolu na únavovou pevnost provádět.

6.6.8 ZHODNOCENÍ

Při pevnostní kontrole MKP byla zjištěna 3 potenciálně nebezpečná místa.

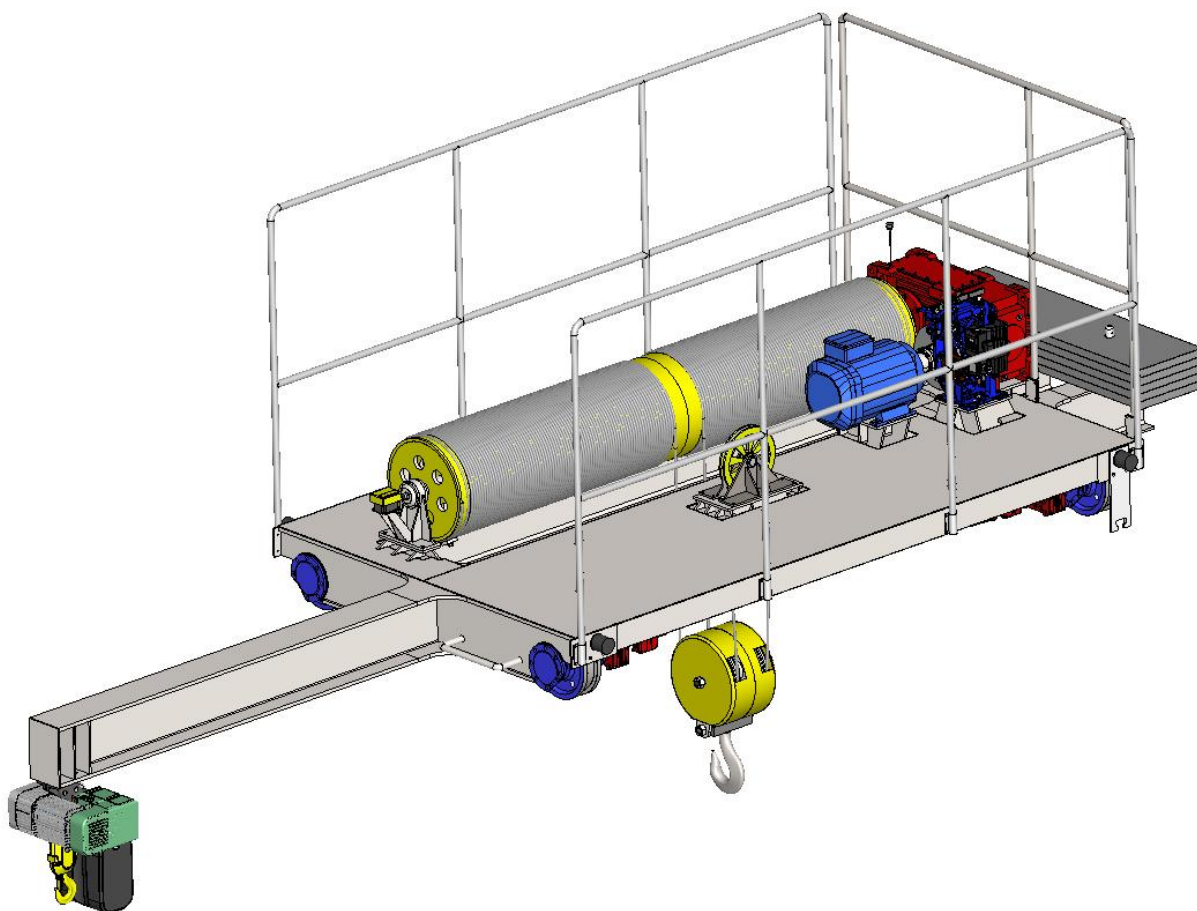
Při zatížení hlavním zdvihem v kombinaci A1 bylo nejvyšší napětí na horní a dolní pásnici podélníku IPE v oblasti uložení vyrovnávací kladky. Toto napětí mělo mimo napěťové špičky hodnotu 85 MPa. Vzhledem k návrhovému napětí únosnosti o velikosti 322,7 MPa je dané napětí vyhovující.

Druhé nebezpečné místo bylo v oblasti spojení výložníku vedlejšího zdvihu se skříňovým nosníkem při kombinaci A1 a zatížení pomocným zdvihem. Zde bylo nejvyšší napětí mimo napěťové špičky 162 MPa a to na horní a dolní pásnici I profilu výložníku. Pro dané namáhané místo je hodnota návrhového napětí únosnosti 313,6 MPa, což je téměř dvojnásobná hodnota oproti napětí na pásnicích.

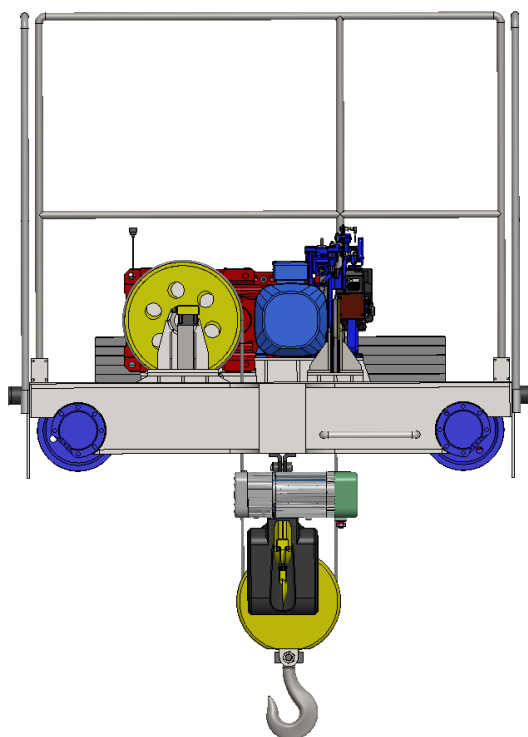
Třetím nebezpečným místem jsou vnitřní pásnice skříňových nosníků v oblasti uložení hnaných pojezdových kol. Zde bylo napětí mimo napěťové špičky 100 MPa což je méně než třetinová hodnota návrhového napětí únosnosti v daném místě.

Hodnoty posunutí jsou výrazné v případě zatížení pomocným zdvihem v kombinaci A1. Její hodnota byla 11,6 mm v místě uložení pomocného zdvihu, na konci výložníku. Dané posunutí by bylo potenciální problém, pokud by byl pomocný zdvih pojízdný. Musel by překonávat převýšení dané průhybem nosníku. V tomto případě je však použit stacionární pomocný zdvih, proto lze hodnotu posunutí považovat za přijatelnou.

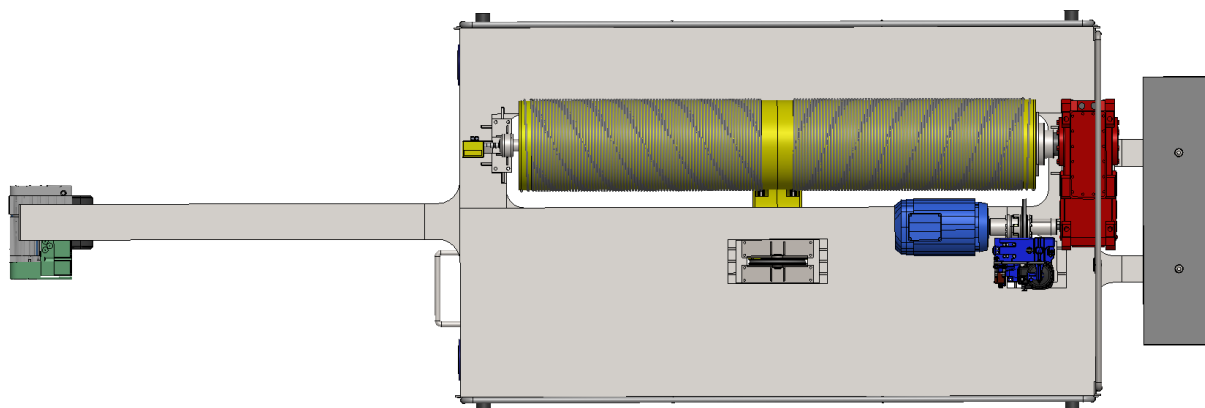
Napětí v kritických místech konstrukce zdaleka nedosahují návrhovým napětím únosnosti. Konstrukci rámu lze tedy vzhledem k pevnosti označit za vyhovující.



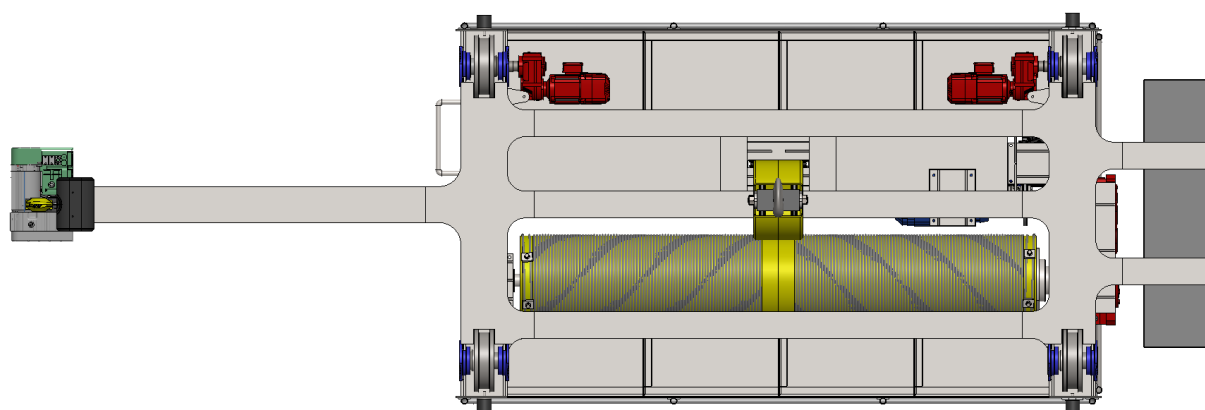
Obrázek 48 Sestava jeřábové kočky – izometrický pohled



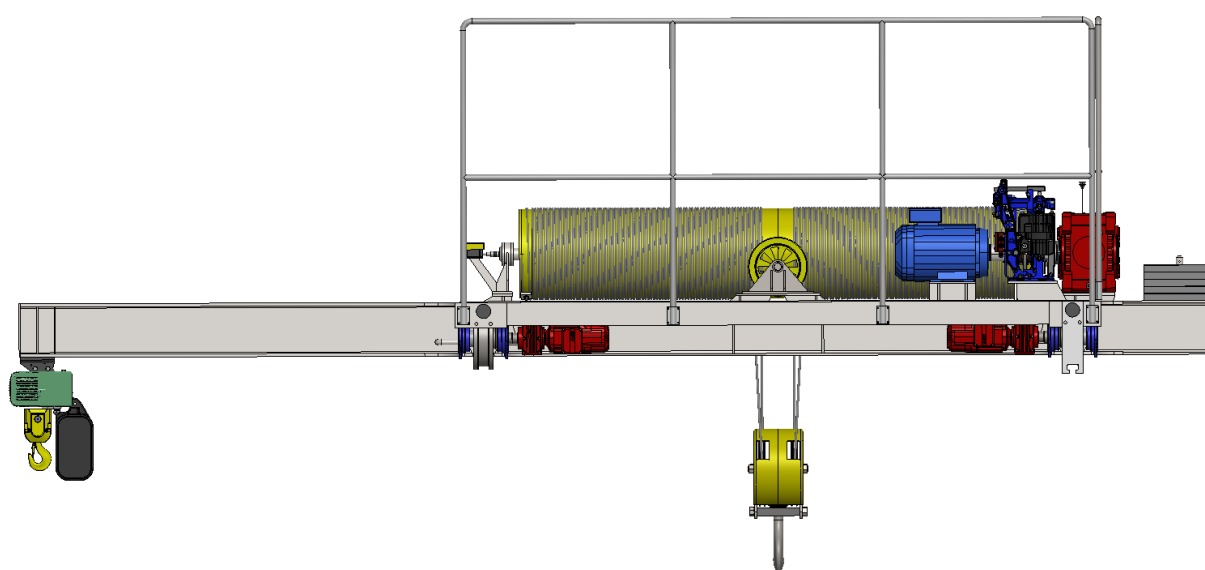
Obrázek 49 Sestava jeřábové kočky – čelní pohled



Obrázek 50 Sestava jeřábové kočky – horní pohled



Obrázek 51 Sestava jeřábové kočky – dolní pohled



Obrázek 52 Sestava jeřábové kočky – pohled z boku

ZÁVĚR

Práce je rozdělena do 4 základních částí. Návrh mechanismu zdvihu, návrh mechanismu pojezdu, návrh rámu jeřábové kočky a vypracování výkresové dokumentace.

U návrhu mechanismu hlavního zdvihu byl nejprve zvolen lanový převod, na jehož základě byl určen průměr lana a vybráno konkrétní lano. Se známým průměrem lana byly dle normy určeny minimální průměry kladek a bubnu. Následně byl navržen lanový buben a provedena jeho pevnostní kontrola, jako i kontrola jeho uložení. Poté bylo řešeno pohonné ústrojí zdvihu. Zde byla zvolena převodovka, motor a brzda. Převodovka byla zvolena primárně s ohledem na převodový poměr a únosnost výstupního hřídele. Elektromotor byl zkontrolován na momentovou přetížitelnost. Brzda zdvihu zahrnuje brzdič a brzdový kotouč, který je součástí spojky motoru s převodovkou. K elektromotoru byl vybrán frekvenční měnič a brzdový buben byl vybaven koncovým spínačem.

Mechanismus pomocného zdvihu byl řešen jako nakupovaný celek. Zde byl brán ohled na nízkou hmotnost mechanismu, protože je uložen mimo půdorys jeřábové kočky a vytváří tedy moment na klopné hraně. Jedná se o řetězový kladkostroj ve stacionárním provedení.

Při navrhování mechanismu pojezdu byl v první části kontrolován kontakt kola s kolejnicí. K tomu byla zjištěna hmotnost protizávaží. Následně zvolena kolejnice a systém pojezdových kol. Dále byla zvolena a kontrolována pohonná jednotka, která se skládá z elektromotoru vybaveného brzdou a převodovky. Výrobce dodává takovéto sestavy pod označením převodový motor.

Další část byla věnována rámu jeřábové kočky. Nejdříve byly popsány charakteristické části rámu a určen materiál. Další část se věnuje pevnostní kontrole. Zde jsou určena návrhová napětí únosnosti a následně dynamické koeficienty a koeficienty bezpečnosti. Poté byla definována jednotlivá zatížení a vytvořeny jejich kombinace pro hlavní i pomocný zdvih. V poslední části byla provedena analýza metodou konečných prvků (MKP) za pomoci softwaru MSC Apex. Analýza byla provedena na střednicovém modelu, který byl vytvořen z objemového modelu vytvořeného v softwaru SolidWorks. Střednicový model byl nasítován, zavazben a zatěžován jednotlivými kombinacemi. Zde byla zjištěna 3 kritická místa. Nejvíce namáhané místo bylo spojení výložníku pomocného zdvihu se skříňovým nosíkem. Zde se vyskytlo několik napětíových špiček s nejvyšší hodnotou 177 MPa. Mimo napětíové špičky bylo výrazné napětí na horní a dolní pásnici nosíku o hodnotě 162 MPa. Návrhové napětí únosnosti má zde hodnotu 313,6 MPa. V žádném místě nebylo napětí na konstrukci vyšší než návrhové napětí únosnosti.

Výkresová dokumentace byla vytvořena v programu SolidWorks a vychází z namodelované sestavy. Součástí výkresové dokumentace je výkres sestavy zdvihu, výkres sestavy pojezdu, výkres sestavy ocelové konstrukce rámu a celkový výkres sestavy jeřábové kočky.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. 1. vyd. VUT Brno: Moravské tiskařské závody Olomouc, 1988, 270 s.
- [2] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012, 356 s. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [3] REMTA, František, Ladislav KUPKA, Jaroslav KODL, Zdeněk LEDR, Jaroslav NĚMEC a Otakar ZDEBSKI. Jeřáby. I díl. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1956, 617 stran : ilustrace.
- [4] ČSN ISO 4308-1. Jeřáby a zdvihací zařízení - Výběr ocelových lan - Část 1: Všeobecně. Praha: Český normalizační institut, 2004, 24 s.
- [5] KULKA Jozef, Martin MANTIČ a Michal PUŠKÁR. Žeriavy mostového typu. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-2908-6.
- [6] SHIGLEY Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [8] ČSN EN 12385-4_A1 Ocelová drátěná lana - Bezpečnost: Ocelová drátěná lana - Bezpečnost - Část 4: Pramenná lana pro všeobecné zdvíhací účely. 1. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [9] ČSN ISO 4301/1: Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně. Druhé. Praha: Český normalizační institut, 1992.
- [10] REMTA, František, František DRAŽAN, Ladislav KUPKA, Oldřich JURÁŠEK, Zdeněk LEDR a Otakar ZDEBSKI. Jeřáby. I. díl. Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1974, 645 stran : ilustrace, tabulky.
- [11] MYNÁŘ, Břetislav. Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně [online]. Zpracování skript: Jaroslav Kašpárek. 126 s.
- [12] SKF. Spherical roller bearings [online]. 2021 [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: <https://www.skf.com/my/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-22212%20E>
- [13] VIBO Electric. Specifikace - elektro-motor.cz [online]. 2021 [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/specifikacie-elektromotory/>
- [14] SEW Eurodrive. Průmyslové převodovky konstrukční řady X [online]. 2021 [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: <https://www.sew->

- eurodrive.cz/vyrobky/prumyslove_prevodovky/celni_prevodovky_kuzelocelni_prevodovky/celni_prevodovka_kuzelocelni_prevodovka_x/celni_prevodovka_kuzelocelni_prevodovka_x.html
- [15] SIBRE. TYP USB 5 05 [online]. 2021 [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: <https://www.sibre.de/stahlwerke/betriebsbremsen-typ-usb/usb-5-05/>
- [16] SIBRE. Couplings [online]. 2021 [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: <https://www.sibre.de/en/steel-mills/couplings/>
- [17] VIBO Electric. Frekvenční měniče [online]. 2021 [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: <https://elektromotory-vybo.cz/obchod/frekvencni-menic-55kw-x550-4t0055/>
- [18] GIOVENZANA. Rotary gear limit switches [online]. 2021 [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: <https://www.giovenzana.com/products/handling-system/limit-switches-rotary-gear/>
- [19] DASSAULT SYSTEMES. SolidWorks Education Edition [software]. [cit. 2021-3-5]. Dostupné z: <https://www.solidworks.cz/solidworks-pro-vzdelavani/>. Požadavky na systém: Windows 10, Windows 7 SP; velikost 17,0 GB.
- [20] ČSN EN 13135 +A1. Jeřáby - Bezpečnost - Navrhování - Požadavky na vybavení. 270136. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2019.
- [21] Krantechnik. Řetězové kladkostroje [online]. 2021 [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: <https://krantechnik.cz/retezove-kladkostroje>
- [22] Gantry Rail. Kolejnice [online]. 2021 [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: <https://gantryrail.com/dodavky-materialu/kolejnice/>
- [23] SIBRE. CRANE WHEELS [online]. 2021 [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: <https://www.sibre.de/en/container-handling/crane-wheels/>
- [24] ČSN EN 13001-3-3. Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 3-3: Mezní stavy a prokázání způsobilosti kontaktů kolo/kolejnice. Brusel: Evropský výbor pro normalizaci, 2014.
- [25] ČSN EN 13001-2. Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 2: Účinky zatížení. Brusel: Evropský výbor pro normalizaci, 2014.
- [26] ČSN EN 13001-1. Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 1: Základní principy a požadavky. Brusel: Evropský výbor pro normalizaci, 2015.
- [27] SEW Eurodrive. Ploché převodové motory [online]. 2021 [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/vyrobky/prevodove_motory/standardni_prevodove_motory/ploche_prevodove_motory_fdr/ploche_prevodove_motory_fdr.html
- [28] ČSN EN 13001-3-1+A2. Návrh všeobecně - Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2018.
- [29] KoRo IBS GmbH - Moving and Brake System: Barrel Couplings [online]. Germany, c 2019 [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://ib-systeme.de/Barrel-Couplings.en.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	výška lanové drážky
ač	[-]	koeficient pro ložiska s čárovým stykem dle [6] str. 615
A ₁	[m ²]	rozměr plochy 1
A _{1H}	[-]	kombinace A1 pro hlavní zdvih
A _{1P}	[-]	kombinace A1 pro pomocný zdvih
A ₂	[m ²]	rozměr plochy 2
A _{2H}	[-]	kombinace A2 pro hlavní zdvih
A _{2P}	[-]	kombinace A2 pro pomocný zdvih
A ₃	[m ²]	rozměr plochy 3
A _{3H}	[-]	kombinace A3 pro hlavní zdvih
A _{3P}	[-]	kombinace A3 pro pomocný zdvih
A _{4H}	[-]	kombinace A4 pro hlavní zdvih
A _{4P}	[-]	kombinace A4 pro pomocný zdvih
a _{bs}	[m·s ⁻²]	zrychlení mechanismu pojezdu
a _{hz}	[m·s ⁻²]	zrychlení břemene dle [5] str. 117
B _{1H}	[-]	kombinace B1 pro hlavní zdvih
B _{1P}	[-]	kombinace B1 pro pomocný zdvih
B _{3H}	[-]	kombinace B3 pro hlavní zdvih
B _{3P}	[-]	kombinace B3 pro pomocný zdvih
B _{5H}	[-]	kombinace B5 pro hlavní zdvih
B _{5P}	[-]	kombinace B5 pro pomocný zdvih
b _r	[mm]	efektivní šířka kontaktu
C	[-]	součinitel výběru dle ČSN ISO 4308-1
C _{1H}	[-]	kombinace C1 pro hlavní zdvih
C _{1P}	[-]	kombinace C1 pro pomocný zdvih
C _{3HD}	[-]	kombinace C3 D pro hlavní zdvih
C _{3HS}	[-]	kombinace C3 S pro hlavní zdvih
C _{3PD}	[-]	kombinace C3 D pro pomocný zdvih
C _{3PS}	[-]	kombinace C3 S pro pomocný zdvih
C _{4H}	[-]	kombinace C4 pro pomocný zdvih
C _{4P}	[-]	kombinace C4 pro pomocný zdvih
C _b	[N]	základní dynamické zatížení ložiska dle [12]

B_r	[mm]	šířka hlavy kolejnice
d	[mm]	průměr šroubu
d_{16min}	[mm]	minimální průměr jádra šroubu
D_2	[mm]	střední průměr závitu M16 v plášti bubnu dle ČSN ISO 724
$d_{\check{c}b}$	[mm]	průměr čepu bubnu
$d_{\check{c}b,min}$	[mm]	minimální průměr čepu bubnu
D_1	[mm]	zvolený průměr lana
d_l	[mm]	jmenovitý průměr lana
d_L	[mm]	vzdálenost párů kol od vodícího prostředku
D_{lb}	[mm]	průměr lanového bubnu pod lanem
D_{lbMIN}	[mm]	průměr roztečné kružnice lanového bubnu
d_{lmin}	[mm]	minimální průměr lana
D_{nk}	[mm]	průměr roztečné kružnice vyrovnávací kladky
D_{rlb}	[mm]	průměr roztečné kružnice lanového bubnu
D_{vk}	[mm]	průměr roztečné kružnice vodících kladek
D_w	[mm]	průměr pojezdového kola
D_{zb}	[mm]	zvolený průměr bubnu
e	[-]	Eulerová konstanta
e_m	[-]	mezí hodnota poměru F_{AXb}/F_{RADb} dle [12]
E_m	[Pa]	ekvivalentní modul pružnosti [24]
e_{vo}	[mm]	rameno valivého odporu [5] str.119
f	[-]	součinitel tření mezi lanem a bubnem
f_1	[-]	součinitel tlaku na hraně
f_2	[-]	součinitel nerovnoměrného rozložení tlaku [24]
F_{AXb}	[N]	axiální zatížení ložiska
$f_{\check{c}}$	[-]	součinitel čepového tření [5] str.119
F_{kMAX}	[N]	maximální kontaktní síla kolo – kolejnice
F_{lmin}	[N]	minimální únosnost lana
F_{minP}	[N]	minimální síla při přetržení
F_o	[N]	zbylá síla v laně působící u příložky
F_{ol}	[N]	celková osová síla v laně
F_{ph}	[N]	zatížení od přičení s břemenem hlavního zdvihu
F_{pp}	[N]	zatížení od přičení s břemenem pomocného zdvihu

F_{RADb}	[N]	radiální zatížení ložiska
$F_{Rd,s}$	[N]	návrhová kontaktní síla únosnosti
$f_{RD\sigma 1}$	[MPa]	návrhové napětí únosnosti pro normálová napětí a tloušťku do 16 mm
$f_{RD\sigma 2}$	[MPa]	návrhové napětí únosnosti pro normálová napětí a tloušťku nad 16 mm
$f_{RD\tau 1}$	[MPa]	návrhové napětí únosnosti pro smyková napětí a tloušťku do 16 mm
$f_{RD\tau 2}$	[MPa]	návrhové napětí únosnosti pro smyková napětí a tloušťku nad 16 mm
F_s	[N]	síla od působení nakloněné roviny
F_T	[N]	tažná síla elektromotoru / síla pasivních odporů
f_t	[-]	součinitel tření odvalujícího se kola
f_{td}	[-]	dynamický součinitel smykového tření mezi kolem a kolejnicí [7] str. 34
f_{ts}	[-]	součinitel smykového tření mezi kolem a kolejnicí [7] str. 34
F_v	[N]	celková síla větru působící na jeřábovou kočku
F_{v1}	[N]	síla větru od plochy protizávaží
F_{v2}	[N]	síla plochy od plochy mechanismů
F_{v3}	[N]	síla větru od plochy rámu jeřábové kočky
f_{y1}	[MPa]	hodnota meze kluzu pro tloušťku do 16 mm dle [28] tab.2
f_{y2}	[MPa]	hodnota meze kluzu pro tloušťku nad 16 mm dle [28] tab.2
F_{zp}	[N]	síla potřebná ke zpomalení hmoty v čase t_b
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
h	[mm]	vzdálenost mezi okamžitým pólem a vodícími prostředky
HB	[MPa]	tvrdost přizpůsobená k soustavě jednotek [24]
h_{lb}	[-]	součinitel výběru pro lanový buben
h_{nk}	[-]	součinitel výběru pro vyrovnávací kladku
h_{vk}	[-]	součinitel výběru pro vodící kladky
h_z	[-]	výška zdvihu
i_{lp}	[-]	lanový převod
i_{lp}	[-]	lanový převod
I_{mp}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti rotoru elektromotoru pojezdu
$i_{př}$	[-]	potřebný převodový poměr převodovky zdvihu
i_{ps}	[-]	převodový poměr převodovky pojezdu [27]
$i_{spř}$	[-]	skutečný převodový poměr převodovky
J_{mh}	[kg·m ²]	setrvačný moment rotoru motoru dle [13]
$J_{př}$	[kg·m ²]	setrvačný moment rychloběžné hřídele převodovky dle [14]

K'	[-]	empirický součinitel pro minimální únosnost lana dané konstrukce lana
$k_{ačb}$	[-]	součinitel jakosti povrchu [6] str. 345
k_b	[-]	koeficient bezpečnosti [5] str.87
$k_{bčb}$	[-]	součinitel velikosti tělesa [6] str. 346
$k_{dčb}$	[-]	koeficient dynamické bezpečnosti čepu bubnu
k_{rm}	[-]	faktor startovacího momentu dle výrobce [13]
k_u	[-]	koeficient bezpečnosti dle [20]
K_u	[-]	součinitel utahovacího moment pro hodnotu tření v závitě 0,15 dle [6] str.449
l	[mm]	rozpětí jeřábu
L_{10b}	[-]	základní trvanlivost ložiska
l_b	[mm]	délka bočních hladkých částí lanového bubnu
l_c	[mm]	celková délka lanového bubnu
L_l	[m]	délka lana
l_p	[mm]	vzdálenost ložiska od čela bubnu
L_{rd}	[mm]	rozchod kol jeřábu
L_{rv}	[mm]	rozvor kol jeřábu
l_s	[mm]	délka střední hladké části lanového bubnu
l_z	[mm]	délka závitové části bubnu jedné větve
m_b	[kg]	hmotnost lanového bubnu
M_b	[N·m]	brzdny moment na rychloběžné hřídeli
m_{dbv}	[kg]	hmotnost břemene pomocného zdvihu
m_G	[kg]	hmotnost břemene hlavního zdvihu
M_{Klb}	[N·m]	kroucí moment lanového bubnu
m_{MP}	[kg]	předběžná hmotnost mechanismu pojezdu
M_{mr}	[N·m]	rozběhový moment motoru
m_{MZ}	[kg]	hmotnost mechanismu zdvihu
$M_{očb}$	[N·m]	ohybový moment čepu lanového bubnu
$M_{Ol b}$	[N·m]	ohybový moment lanového bubnu
m_Q	[kg]	celková hmotnost jeřábové kočky [19]
m_{RK}	[kg]	hmotnost rámu kočky s příslušenstvím
M_{roz}	[N·m]	rozběhová moment hmoty
M_{rozp}	[N·m]	moment elektromotoru při rozjezdu
M_{st}	[N·m]	statický moment břemene a pasivních odporů

M_{stb}	[N·m]	statický moment břemene a pasivních odporů při brzdění
M_T	[N·m]	moment pasivních odporů
M_u	[N·m]	utahovací moment pro vyvození předpětí šroubu dle [6] str.449
M_{ub}	[N·m]	skutečný brzdňý moment
M_v	[N·m]	moment síly větru
m_{VZ}	[kg]	hmotnost mechanismu pomocného zdvihu s břemenem
m_Z	[kg]	hmotnost protizávaží
M_{ZP}	[N·m]	moment zrychlujících sil posuvných
M_{zp}	[N·m]	moment zrychlujících sil – přímočarý pohyb
M_{ZR}	[N·m]	moment zrychlujících sil rotačních
M_{zr}	[N·m]	moment zrychlujících sil – rotační pohyb
n	[mm]	počet kol na každé straně jeřábové dráhy
n_{lb}	[min ⁻¹]	otáčky lanového bubnu
n_{mh}	[min ⁻¹]	nominální otáčky elektromotoru hlavního zdvihu
n_{mp}	[min ⁻¹]	otáčky elektromotoru pojezdu
n_{nv}	[-]	počet navíjených větví na lanový buben
n_{pl}	[-]	počet nosných průřezů lana
n_{slb}	[min ⁻¹]	skutečné otáčky lanového bubnu
n_z	[-]	počet závitů v plášti bubnu
p	[MPa]	Tlak v závitech pláště lanového bubnu
P_{16}	[mm]	rozteč závitu pro závit M16 dle ČSN ISO 724
P_{De}	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
P_{hz}	[W]	požadovaný výkon pohonu zdvihu
P_o	[W]	výkon motoru při konstantní pojezdové rychlosti
P_{Se}	[N]	statické ekvivalentní zatížení ložiska
Q_{cb}	[kg]	celková hmotnost břemene
Q_{db}	[kg]	hmotnost dočasného břemene
Q_{kl}	[kg]	odhadovaná hmotnost kladnice
Q_l	[kg]	hmotnost lana
Q_{sb}	[kg]	hmotnost stálého břemene
r	[mm]	poloměr čepu kola
r_3	[mm]	poloměr zaoblení boku hlavy kolejničky
R_{AHZ}	[N]	reakce na kolejnici A, zatíženo hlavním zdvihem

R_{AHZ}	[N]	reakce na kolejnici A, zatíženo hlavním zdvihem
R_{AVZ}	[N]	reakce na kolejnici A, zatíženo pomocným zdvihem
R_{BHZ}	[N]	reakce na kolejnici B, zatíženo hlavním zdvihem
R_{BHZ}	[N]	reakce na kolejnici B, zatíženo hlavním zdvihem
R_{BVZ}	[kg]	reakce na kolejnici B, zatíženo pomocným zdvihem
$R_{e,\dot{c}}$	[MPa]	mez kluzu pro S355J2 dle ČSN EN 10025-2
r_k	[mm]	poloměr hlavy kolejnice
r_{kMAX}	[mm]	maximální poloměr drážky
r_{kMIN}	[mm]	minimální poloměr drážky
r_{kOPT}	[mm]	optimální poloměr drážky
R_o	[N·mm ⁻²]	minimální hodnota pevnosti v tahu drátu použitého v laně
R_{pk}	[mm]	poloměr pojezdového kola
S	[mm]	polovina rozdílu průměru vyrovnávací kladky a rozteče vodících kladek
S_{16min}	[mm ²]	minimální plocha jádra šroubu
S_{gmin}	[mm]	minimální vůle dráhy k vodícím prostředkům dle [25] tab.6
S_{lb}	[mm]	tloušťka stěny lanového bubnu
t_{amin}	[s]	minimální doba rozběhu kdy nedojde k prokluzu kola na kolejnici
t_{ap}	[s]	doba rozběhu pojezdu (dle [5] str.121)
t_B	[s]	zvolený brzdňý čas
t_b	[s]	brzdňý čas pojezdu (dle [5] str.121)
t_{bs}	[s]	doba brzdění při spouštění břemene
t_{bz}	[-]	doba brzdění při zdvihání břemene
t_i	[-]	součinitel typu lana
t_{rh}	[s]	čas rozběhu hlavního zdvihu
t_z	[mm]	stoupání závitové drážky na bubnu
u_o	[-]	součinitel pro nečištěné kolejnice
v_h	[m·min ⁻¹]	charakteristická zdvihová rychlost břemene
v_p	[m·min ⁻¹]	rychlost pojezdu
v_{ps}	[m·min ⁻¹]	skutečná rychlost pojezdu
v_{rd}	[-]	koeficient radiální deformace (pro ocel $v_{rd} = 0,3$) [24]
v_{sk}	[m·min ⁻¹]	skutečná rychlost pojezdu
v_{sz}	[m·min ⁻¹]	skutečná rychlost hlavního zdvihu
v_z	[m·s ⁻¹]	rychlost hlavního zdvihu

w_b	[mm]	přechýlující šířka pojezdového kola bez kontaktu [24]
W_{Klb}	[mm ³]	průřezový modul lanového bubnu pro krut
$W_{o\check{c}b,min}$	[mm ³]	minimální průřezový modul pro ohyb čepu bubnu
W_{Olb}	[mm ³]	průřezový modul lanového bubnu pro ohyb
X	[mm]	horní omezení zdvihu
Y_0	[-]	výpočtový factor dle [12]
Y_1	[-]	výpočtový factor dle [12]
Z	[N]	osová síla šroubu
Z_1	[N]	zatížení od hmotností jeřábu
Z_{2h}	[N]	zatížení od hmotnosti břemene hlavního zdvihu
Z_{2p}	[N]	zatížení od hmotnosti břemene pomocného zdvihu
Z_3	[m·s ⁻²]	zatížení od účinků zrychlení pohonu pojezdu
Z_{4h}	[m·s ⁻²]	zatížení od účinků zrychlení pohonu hlavního zdvihu
Z_{4p}	[m·s ⁻²]	zatížení od účinků zrychlení pohonu pomocného zdvihu
Z_5	[N]	zatížení větrem
Z_{6hd}	[N]	zatížení při dynamických zkouškách hlavního zdvihu
Z_{6hs}	[N]	zatížení při statických zkouškách hlavního zdvihu
Z_{6pd}	[N]	zatížení při dynamických zkouškách pomocného zdvihu
Z_{6ps}	[N]	zatížení při statických zkouškách pomocného zdvihu
Z_{8h}	[N]	zatížení od přičení s břemenem hlavního zdvihu
Z_{8p}	[N]	zatížení od přičení s břemenem pomocného zdvihu
z_b	[-]	počet závitů lanového bubnu
Z_p	[-]	minimální součinitel bezpečnosti lana dle ČSN ISO 4308-1
α_1	[rad]	úhel opásání lanového bubnu
α_2	[rad]	úhel opásání posledního závitu pro uchycení
α_c	[rad]	úhel přičení [rad]
α_g	[rad]	úhel přičení od vřetel dráhy
α_p	[-]	součinitel pro individuální pohon pojezdových kol
α_t	[rad]	úhel vztažený k toleranci a přímosti dle [25] tab.6
α_w	[rad]	úhel od opotřebování
α_{zr}	[-]	faktor zohledňující další rotující hmotnosti dle [5]
β_2	[-]	součinitel závislý na třídě tuhosti dle [25] tab. 2
γ_m	[-]	obecný součinitel spolehlivosti [24] / bezpečnosti [28]

γ_{p1}	[-]	součinitel bezpečnosti 1 dle tabulky 15
γ_{p2}	[-]	součinitel bezpečnosti 2 dle tabulky 15
γ_{p3}	[-]	součinitel bezpečnosti 3 dle tabulky 15
γ_{p4}	[-]	součinitel bezpečnosti 4 dle tabulky 15
γ_{p5}	[-]	součinitel bezpečnosti 5 dle tabulky 15
γ_{sm}	[-]	dílčí součinitel bezpečnosti [28]
δ	[-]	součinitel současného působení větru i pasivních odporů [5] str. 120
δ_1	[-]	součinitel pro výpočet Φ_1 [25]
Δ_{hz}	[%]	rozdíl zadané a skutečné rychlosti zdvihu
Δ_t	[-]	koeficient zohledňující vychýlení těžiště od středu
Δ_{vp}	[%]	rozdíl skutečné a zadané rychlosti pojezdu
ε_{w1}	[-]	tvarový součinitel 1
ε_{w2}	[-]	tvarový součinitel 2
ε_{w3}	[-]	tvarový součinitel 3
η_{cp}	[-]	celková mechanická účinnost [27]
η_{cz}	[-]	celková účinnost systému dle [5]
η_{lk}	[-]	účinnost lanové kladky
η_{lp}	[-]	účinnost lanového převodu
η_{ph}	[-]	účinnost převodovky hlavního zdvihu
$\sigma'_{Cočb}$	[MPa]	korigovaná mez únavy v kritickém místě
σ_{16}	[MPa]	napětí ve šroubu příložky
$\sigma_{8.8}$	[MPa]	pevnost v tahu pro šroub 8.8
$\sigma_{Cočb}$	[MPa]	mez únavy zkušební tyče [6] str. 340
$\sigma_{čb}$	[MPa]	napětí v kritickém místě čepu
σ_{Olb}	[MPa]	napětí lanového bubnu způsobené ohybovým momentem
σ_{redI}	[MPa]	redukované napětí lanového bubnu dle HMM
σ_{tl}	[MPa]	napětí lanového bubnu od vnějšího přetlaku
τ_{Klb}	[MPa]	napětí lanového bubnu způsobené kroutícím momentem
ν	[-]	koeficient pro uložení kola F-F dle [25] obr.9
Φ_1	[-]	účinky při zdvihání a gravitační účinky na působící na hmotu jeřábu
Φ_2	[-]	účinky zdvihání volně ležícího břemene pro kombinace A a B
Φ_{2c}	[-]	účinky zdvihání volně ležícího břemene pro kombinaci C
Φ_{2min}	[-]	minimální velikost Φ_2 dle [25] tab. 4

Φ_3	[-]	náhlé uvolnění části břemene zdvihu
Φ_4	[-]	zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu
Φ_{5p}	[-]	zatížení způsobená zrychlením pohonů pojezdu
Φ_{5z}	[-]	zatížení způsobená zrychlením pohonů zdvihu
Φ_{6d}	[-]	dynamické zatížení zkušebním břemenem
Φ_{6s}	[-]	statické zatížení zkušebním břemenem
Φ_7	[-]	zatížení způsobené silami na nárazníky
ω_1	[Pa]	tlak větru pro výpočet hnacích motorů [5] str.92

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I. – Výstupní data z MSC Apex.

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Sestava jeřábové kočky:	S1-193000/001
Sestava zdvihu:	S1-193000/002
Sestava pojezdu:	S1-193000/003
Sestava rámu jeřábové kočky:	S1-193000/004